

汽车技术创新与研发
系列丛书

AMT
控制技术

刘贻樟◎著

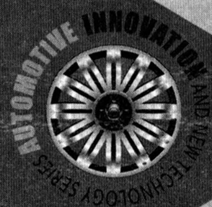


AMT
CONTROL
TECHNOLOGY


机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

VISIT…

LANZAROTE
Caliente.COM



汽车技术创新与研发
系列丛书

AMT 控制技术

刘贻樟◎著

AMT CONTROL TECHNOLOGY



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

《AMT控制技术》是作者多年从事AMT研究工作的心血结晶。本书避免了空洞的理论介绍和烦琐的数学推导，从AMT控制的根本、实质阐述了AMT控制所面临的问题，如实报告而不只是提出了解决这些问题的实际具体方法。本书以实际测试数据为主，介绍了令AMT开发者感兴趣的方法，还提出了驾驶人在驾驶AMT车辆时应该注意的问题和如何享受AMT带来的乐趣。

本书主要用于汽车行业整车设计、研发人员的应用指导，也可作为车辆工程专业学生学习、了解AMT的指导书，同时也可供从事变速器研究、开发、生产和销售的人员参考。

图书在版编目（CIP）数据

AMT控制技术/刘贻樟著. —北京：机械工业出版社，2016.8

（汽车技术创新与研发系列丛书）

ISBN 978-7-111-54221-6

Ⅰ.①A…　Ⅱ.①刘…　Ⅲ.①汽车－自动变速装置－基本知识 Ⅳ.①U472.41

中国版本图书馆CIP数据核字（2016）第154837号

机械工业出版社（北京市百万庄大街22号　邮政编码100037）

策划编辑：何士娟　　责任编辑：何士娟

责任校对：陈　越　刘雅娜　责任印制：常天培

北京圣夫亚美印刷有限公司印刷

2017年1月第1版第1次印刷

169mm×239mm · 21.25印张 · 2插页 · 316千字

0 001—1 900册

标准书号：ISBN 978-7-111-54221-6

定价：128.00元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务

服务咨询热线：010－88361066

读者购书热线：010－68326294

　　　　　　　010－88379203

网络服务

机 工 官 网：www.cmpbook.com

机 工 官 博：weibo.com/cmp1952

金　书　网：www.golden－book.com

教育服务网：www.cmpedu.com

封面无防伪标均为盗版

符号和缩写表

缩写	解释
ABS	防抱死制动系统（Anti – lock System）
ACIM	交流异步电动机（Alternate Current Inductive Motor）
AMT	自动机械式变速器（Automated Manual Transmission）
A/D	模 – 数转换（Analog – Digital）
APU	辅助发电单元（Auxiliary Power Unit）
AT	液力变矩器式自动变速器（Automatic Transmission）
AUTOSAR	汽车开放系统架构（Automotive Open System Architecture）
BLDC	无刷直流电动机（Blushless Direct Current Motor）
BMS	电池管理系统（Battery Management System）
BSG	带传动起停发电动机（Belt Starter and Generator）
CAN	控制器网络（Controller Area Network）
CVT	无级自动变速器（Continuously Variable Transmission）
D/A	数 – 模转换（Digital – Analog）
DCT	双离合自动变速器（Double Clutch Transmission）
DFMEA	设计故障模式分析（Design Failure Mode Effect Analysis）
EBA	辅助紧急制动（Emergency Brake Assist）
ECT	电子节气门（Electric Control Throttle）
ECU	发动机控制器（Engine Control Unit）
EEPROM	可用电子擦除和编程的只读寄存器（Electrically Erasable Programmable Read – Only Memory）
EGR	排气再循环（Exhaust Gas Recirculation）
EPS	电动助力转向系统（Electric Power Steering）
EPB	电子控制自动驻车系统（Electrical Parking Brake）
ESP	车身稳定性控制系统（Electric Stability Program）
FE	大节气门下突然全松节气门（Fly Ending）
FIR	有限长单位脉冲响应滤波器（Finite Impulse Response）
HIL	硬件在环仿真（Hardware in the Loop）
HEV	电动混合动力车（Hybrid Electric Vehicle）
HLA	坡道辅助起步（Hill Launch Assistance）

（续）

缩写	解释
HVC	混合动力整车控制器（Hybrid Vehicle Control）
IIR	无限长单位脉冲响应滤波器（Infinite Impulse Response）
ISG	集成的起动机－发电机组（Integrated Starter and Generator）
IVT	无级变速器（Infinite Variable Transmission）
KD	运行中突然急踩加速踏板到底（Kick Down）
LIN	本地网络（Local Interconnect Network）
MCU	微控制器（Micro Control Unit）或电动机控制器（Motor Control Unit）
MT	手动变速器（Manual Transmission）
NVM	非易失固定存储器（Nonvolatile Memory）
OBD	在线诊断（On Board Diagnosis）
OSEK	汽车电子开放系统和对应接口标准（Open Systems and The Corresponding Interfaces for Automotive Electronics）
PHEV	并联电动混合动力车（Parallel Hybrid Electric Vehicle）或插电式混合动力车（Plug－in Hybrid）
PID	比例积分微分调节器（Proportional Integral Derivative Regulator）
PMSM	永磁同步电动机（Permanent Magnet Synchronous Motor）
POT	部分节气门（Partial Open Throttle）
PPS	加速踏板位置传感器信号（Pedal Position Sensor）
PWM	脉宽调制（Pulse Width Modulation）
RAM	随机存取寄存器（Random Access Memory）
RP	快速原型（Rapid Prototyping）
r/min	转每分钟（Revolutions Per Minute）
SFC	单位输出功率油耗（Specific Fuel Consumption）
SMG	顺序换档式变速器（Sequential Manual Gearbox）
SOC	电池电能状态（State of Charge）
SOH	电池健康状态（State of Health）
SOP	电池功率状态（State of Power）
TC	防滑转矩控制（Traction Control）
TCU	变速器控制单元（Transmission Control Unit）
TPS	节气门位置传感器（Throttle Position Sensor）
UART	串口通信（Universal Asynchronous Receiver/Transmitter）
VSC	车身稳定性控制系统（Vehicle Stability Control，德国称 ESP）
WOT	加速踏板到底全开节气门（Wide Open Throttle）

前言



preface

机械式自动变速器（AMT）已在赛车上成功使用很多年。在欧洲和美洲也早已成功将 AMT 应用到重型载货汽车多档（12 档、16 档）变速器上。欧洲又将 AMT 大量应用到乘用车上。中国对 AMT 的开发应用工作也正如火如荼地开展着。随着 AMT 技术的不断发展和提高，广大消费者也逐渐接受了 AMT。目前，AMT 在不同车种上都已得到应用，而且还在以高的增长速度向前推进，对于一个年产两千多万辆车的国家，AMT 的重要性也就可想而知。

在汽车工业界，从事与 AMT 相关工作的人员群体相当庞大，其中包括管理、研究、设计、制造、销售、维修等，驾驶 AMT 车辆的人更是日益增多，而市场上还没有一本有关 AMT 控制的书。《AMT 控制技术》是作者多年从事 AMT 研究工作的心血结晶。本书不空谈 AMT 的发展史，而且避免了空洞的介绍和烦琐的数学推导，从根本、实质上阐述了 AMT 的控制原理及其控制所面临的问题，如实报告了而不只是提出了解决这些问题的实际具体方法。本书以实际测试数据为主体，用简单的语言向读者介绍了 AMT 中的基本控制对象和控制方法，甚至提出了驾驶人在驾驶 AMT 车辆时应该注意的问题和如何享受 AMT 带来的乐趣。本书不仅具有很强的科普性，还具有很强的指导性和实用性。

希望本书能让用者知其物，即能让读者对 AMT 有更正确的认识，能更正确有效地使用 AMT。

希望使学者有所知，即能使初学者从不懂到懂。AMT 是一个很好的机电一体化装置，很多学校都用 AMT 作为实操案例进行机电控制教学。所以，有些大专院校的机电专业将本书作为专业参考书。

希望使事者有所悟，即从事 AMT 开发、调试、标定的广大工程技术人员能从本书中得到某些启迪。

希望使研究人员找到方向，使正从事 AMT 研究的工作者们更进一步了解 AMT 的难点在哪里，如何进一步改善 AMT，提升 AMT，推

广 AMT，使广大使用者更受惠于技术的更新和新的发明创造。

为了达到上述目的，本书以大量照片、图表和实际数据曲线来说明问题，还提出了一些让读者思考的问题，希望对提高读者的兴趣、刺激读者发明的欲望、帮助读者奔向成功有一定的指导意义。

中国已是世界级汽车制造大国，在汽车造型、机械生产、工艺制造等方面都有长足的发展。本书应该能够很好地使读者理解汽车电子和变速器自动控制等知识。

本书是在广东戈兰玛汽车系统有限公司 AMT 技术培训材料的基础上补充完善的。它不追求大而全，只讨论控制问题及其相关的问题。其实控制的流派、方法很多，各有所长，本书也无意一一涉及，只是就 AMT 控制中最普通的基础问题进行讨论。出于尊重他人知识产权的考虑，对于没有授权给本人发表的其他公司或个人的 AMT 产品、发明和创造，本书未有涉及。

在本书的撰写、修改过程中，我得到了许多朋友和同事的热情帮助和无私奉献，在这里，我向他们表示衷心的感谢，也对允许我在本书中使用他们名字和产品照片的公司表示衷心的感谢，更感谢广东戈兰玛汽车系统有限公司批准公开出版这本书。

书中阐述的方法和论点不一定是最佳的，很有可能和读者的方法和论点不一致，甚至相悖。在技术进步的道路上，这一点也不奇怪。本人很高兴和读者一起讨论各种议题。书中一些不正确的论点、数据都会在以后的版本中更正。希望所有的 AMT 技术人员和专家能公开自己的知识宝库，一起为中国的汽车业做贡献，也一起为世界技术进步做贡献。

刘贻樟

2016 年 1 月

目 录

contents

符号和缩写表
前言
第 1 章　概述 …… 1
1. 1　变速器概述 …… 1
1. 2　AMT 控制系统概述 …… 6
1. 3　控制概述 …… 11
1. 4　问题思考 …… 13
第 2 章　信息中心 …… 14
2. 1　模拟输入信号 …… 14
2. 2　脉冲串输入信号 …… 19
2. 3　开关量输入信号 …… 27
2. 4　信号滤波问题 …… 29
2. 5　CAN 总线通信 …… 32
2. 6　问题思考 …… 34
第 3 章　最佳档位决策 …… 35
3. 1　换档线及其确定法 …… 35
3. 2　最佳燃油档位确定法 …… 39
3. 3　制定换档线所需的信息 …… 43
3. 4　最佳油耗仿真 …… 45
3. 5　最佳油耗换档点的选取 …… 47
3. 6　最佳动力性档位确定法 …… 49
3. 7　上坡识别和上坡换档 …… 52
3. 8　下坡识别和下坡换档 …… 56
3. 9　转弯识别和转弯时换档 …… 57
3. 10　问题思考 …… 57
第 4 章　换档控制 …… 59
4. 1　换档品质 …… 61
4. 2　换档时间 …… 63
4. 3　AMT 换档过程中的冲击源 …… 68
4. 4　离合器控制 …… 74
4. 5　换档拨叉控制 …… 74
4. 6　同步控制 …… 81
4. 7　发动机控制 …… 89

4.8　优化协作控制 …… 90
4.9　换档中断 …… 92
4.10　无离合器换档 …… 93
4.11　问题思考 …… 96
第 5 章　离合器控制 …… 98
5.1　离合器的基本工作原理 …… 99
5.2　离合器的分离特性曲线和升程曲线 …… 100
5.3　离合器转矩传递特性 …… 103
5.4　离合器摩擦片的振荡 …… 108
5.5　离合器驱动机构的自锁 …… 109
5.6　离合器的应用 …… 110
5.7　离合器执行机构 …… 113
5.8　离合器位置控制 …… 114
5.9　离合器和输入轴滑差控制 …… 115
5.10　气动控制 …… 121
5.11　问题思考 …… 122
第 6 章　发动机控制 …… 124
6.1　发动机工作原理 …… 124
6.2　AMT 对 ECU 的要求 …… 125
6.3　摘档前的降矩目标设置 …… 128
6.4　挂档后的升矩目标设置 …… 131
6.5　发动机的转矩跟踪控制 …… 134
6.6　发动机的转速控制 …… 140
6.7　问题思考 …… 142
第 7 章　新能源车 AMT …… 144
7.1　并联混动 …… 145
7.2　串联混动 …… 147
7.3　AMT 在新能源车上的应用 …… 149
7.4　交流异步电动机（ACIM） …… 150
7.5　永磁同步电动机（PMSM） …… 152
7.6　AMT 在电动车上的应用 …… 154
7.7　电动车 AMT 的换档控制 …… 158
7.8　电动车 AMT 换档时的能量回收 …… 160
7.9　问题思考 …… 160
第 8 章　驾驶控制 …… 162
8.1　控制模式 …… 162
8.2　上电处理 …… 164
8.3　换档请求处理 …… 165
8.4　暖机模式下起步和换档控制 …… 167
8.5　起步控制 …… 167

8.6　制动控制 …… 167
8.7　发动机制动模式 …… 169
8.8　KD 模式 …… 169
8.9　WOT 模式 …… 172
8.10　FE 模式 …… 173
8.11　VSC 模式 …… 173
8.12　ABS 模式 …… 174
8.13　TC 模式 …… 174
8.14　BAS 模式 …… 174
8.15　冬季模式 …… 174
8.16　问题思考 …… 175
第 9 章　起步和蠕动控制 …… 176
9.1　平滑起步的挑战 …… 176
9.2　蠕动和自动起步控制中的发动机控制 …… 181
9.3　起步过程中离合器的稳定控制 …… 182
9.4　不踩加速踏板松制动踏板自动起步 …… 184
9.5　松制动踏板踩加速踏板起步 …… 187
9.6　问题思考 …… 189
第 10 章　坡道辅助起步控制 …… 190
10.1　坡道起步分类 …… 190
10.2　起步反向滑行 …… 190
10.3　驻车制动辅助起步 …… 191
10.4　离合器滑摩进行坡道辅助起步 …… 193
10.5　坡度传感器辅助起步 …… 197
10.6　模拟量制动信号辅助起步 …… 199
10.7　车辆行驶方向探测辅助起步 …… 201
10.8　坡度 + 制动力探测辅助起步 …… 202
10.9　制动力 + 行驶方向探测辅助起步 …… 202
10.10　坡度 + 行驶方向探测辅助起步 …… 203
10.11　坡度 + 制动力 + 车辆行驶方向探测辅助起步 …… 203
10.12　ABS 或 VSC 坡道辅助起步 …… 204
10.13　EPB 坡道辅助起步 …… 205
10.14　问题思考 …… 207
第 11 章　直流有刷电动机的控制 …… 208
11.1　直流有刷电动机的特性 …… 208
11.2　电动机的选择 …… 211
11.3　电动机工作区域 …… 213
11.4　直流电动机数学模型 …… 214
11.5　定位控制 …… 218
11.6　跟踪控制 …… 219
11.7　续流和关电时无自锁系统的发电问题 …… 219

11.8　温度的影响 …… 220
11.9　电池电压的影响 …… 223
11.10　反应快速性和机械耐久性的平衡 …… 224
11.11　电动机的寿命要求 …… 230
11.12　问题思考 …… 231
第 12 章　自学习 …… 232
12.1　自学习的必要性 …… 232
12.2　实时在线自学习 …… 233
12.3　车厂下线自学习 …… 233
12.4　野外手动自学习 …… 234
12.5　加速踏板、节气门开度、离合器最大/最小值自学习 …… 234
12.6　离合器滑摩点自学习（Kiss Point） …… 236
12.7　离合器转矩传递曲线自学习 …… 238
12.8　离合器接合底点自学习 …… 239
12.9　选/挂档位置自学习 …… 240
12.10　发动机响应特征自学习 …… 243
12.11　分离离合器控制自学习 …… 243
12.12　发动机转矩恢复控制自学习 …… 244
12.13　节气门拉索虚位自学习 …… 244
12.14　输入轴运动特性自学习 …… 245
12.15　起步阻力自学习（Bite Point） …… 247
12.16　执行机构初始位置自学习 …… 247
12.17　执行机构电动机温度自学习 …… 248
12.18　温度自适应 …… 248
12.19　自学习值的保存和应用 …… 254
12.20　问题思考 …… 255
第 13 章　自保护 …… 256
13.1　过高电压保护 …… 256
13.2　欠电压保护 …… 257
13.3　电动机过电流保护功能 …… 257
13.4　电动机过热保护功能 …… 258
13.5　离合器过热保护功能 …… 259
13.6　同步器的保护 …… 260
13.7　变速器过热保护模式 …… 260
13.8　驾驶人误操作保护 …… 261
13.9　问题思考 …… 261
第 14 章　故障自诊断和故障处理中心 …… 262
14.1　AMT 系统故障码表 …… 262
14.2　故障诊断策略 …… 264
14.3　故障记录 …… 267
14.4　故障处理 …… 268

14.5　问题思考 …… 270
第 15 章　附加控制 …… 271
15.1　手自一体换档器 …… 271
15.2　巡航控制 …… 272
15.3　仪表板显示 …… 276
15.4　发动机怠速自动起停控制 …… 276
15.5　防盗 …… 281
15.6　一键起动 …… 282
15.7　问题思考 …… 282
第 16 章　软件 …… 283
16.1　软件结构 …… 283
16.2　软件编写有关标准 …… 285
16.3　软件变量 …… 286
16.4　主程序 …… 286
16.5　上电初始化 …… 287
16.6　上电启动发动机准备 …… 288
16.7　中断程序 …… 289
16.8　断电处理 …… 291
16.9　问题思考 …… 291
第 17 章　快速原型和硬件在环系统 …… 293
17.1　AMT RP 系统建立的目的 …… 293
17.2　AMT HIL 系统建立的目的 …… 294
17.3　系统基本结构 …… 295
17.4　建立控制模型和控制对象数学模型 …… 296
17.5　建立变速器 AMT 执行机构模型 …… 297
17.6　建立发动机模型 …… 297
17.7　建立整车模型 …… 298
17.8　建立道路模型 …… 298
17.9　模型编译 …… 298
17.10　测试内容 …… 299
17.11　问题思考 …… 300
第 18 章　控制开发工具 …… 301
18.1　硬件设计仿真工具 …… 301
18.2　控制仿真软件 Matlab/Simulink/Stateflow …… 301
18.3　仿真平台软件 ControlDesk …… 302
18.4　嵌入式软件编译器 …… 302
18.5　标定工具 …… 302
18.6　AMT 总成测试台架 …… 303
18.7　转毂测试 …… 306
18.8　问题思考 …… 307

第 19 章　AMT 性能 …… 308
19. 1　AMT 性能评估 …… 308
19. 2　AMT 性能的表现方式 …… 309
19. 3　AMT 性能评估的策略 …… 310
19. 4　AMT 的效率 …… 311
19. 5　AMT 可靠性评估 …… 316
19. 6　问题思考 …… 316
第 20 章　如何打造理想的 AMT …… 317
20. 1　理想的 AMT …… 317
20. 2　配置 AMT 的车辆 …… 317
20. 3　用于 AMT 的理想 MT …… 318
20. 4　最佳速比 …… 319
20. 5　输入轴惯量 …… 320
20. 6　换档力 …… 321
20. 7　离合执行机构及其效率 …… 321
20. 8　发动机 …… 323
20. 9　AMT 的前景 …… 323
20. 10　AMT 的驾驶技巧 …… 324
20. 11　问题思考 …… 327
参考文献 …… 328

第1章 概 述

在我们赖以生存的地球上，化石能源越来越少，污染越来越严重，这是不争的事实。减少能源消耗和降低排放是整个世界的共识。但是随着社会经济的发展，发展中国家的城市化进程加快，使得城市汽车保有量快速增长，城市交通拥堵状况加剧，能源消耗上升，汽车排放造成的空气污染在大气污染中的比例越来越高，因此大力发展低能耗、低排放的环保汽车势在必行。电动车似乎是解决油耗和排放这两个问题的最佳选择，但是，目前电池能量密度、电池寿命、电池安全、充电时间、价格等都还有待改善。

车辆缩短了世界的距离，给人们带来很多方便，但也给人类带来危险。全世界每年在车祸中伤亡的人数接近100万。如果车辆操纵起来简单方便，便能大大减轻驾驶人的劳动强度，也能减少车祸发生的概率。

变速器是车辆的重要总成之一，它不仅牵涉车辆的行驶效率，也牵涉车辆的驾驶难易程度。不但传统汽车需要变速器，混合动力汽车也需要变速器，纯电动汽车装备变速器后也能提高效率。

1.1 变速器概述

一般来讲，变速器是内燃机汽车不可缺少的一部分。变速器种类繁多，在整个汽车动力系统中的布置方法有多种，图1-1所示为其中一种。图中动力源可以是不同类型的内燃机，也可以是各种类型的电动机。对于混合动力汽车，动力源通常为内燃机和电动机的组合。

传统的机械式变速器（MT）结构简单，成本低，传动效率高，但是驾驶要求较高。配置了自动变速器的车型使用安全，操作简单，受到广大用户的青睐。因此自动变速器的应用越来越广泛，美国基本上不生产手动变速器的乘用车了。

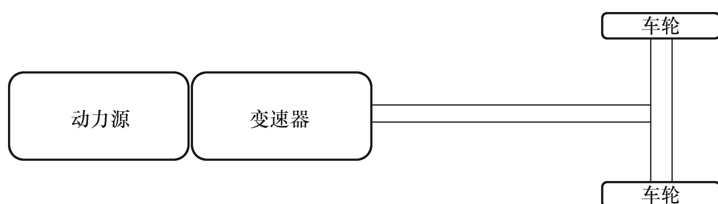


图 1-1　车辆驱动链和变速器

目前国内外乘用车使用的自动变速器的主流是 AT。AT 靠液力变矩器来实现自动平滑换档，具有较高的舒适性、方便的操纵性和较高的安全性，但平均传动效率较低（约 85%），因此油耗较高。除此之外，AT 结构复杂，重量重，制造工艺复杂，价格高，维护困难。正是由于 AT 的这些缺陷，新型变速器不断涌现，如无级自动变速器（CVT）、双离合器变速器（DCT）、无限自动变速器（IVT）、AMT 等。

CVT 通过连续不分级地改变变速器输入轮和输出轮的相对半径来实现无级调速。因此，尽管车速不同，但它可以通过无级调速而使发动机总是工作在最佳油耗区，使发动机的工作效率很高。从这一点来讲，CVT 是方便驾驶、提高汽车燃料经济性的理想装置，也被公认为最具发展前途的自动变速装置，但是现在几乎所有大批量生产的 CVT 都是用钢带传动。钢带传动效率低，易打滑，使用寿命也不理想。目前，对于大转矩的情况，CVT 还是难以胜任。

DCT 是齿轮传动，所以传动效率很高。它由两个离合器组成，当一个档位逐渐退出时，另一档同时逐渐介入。这样，在两档切换的过程中，动力不中断。这是 DCT 的最大优点。但是，由于有两个离合器，系统较为复杂，和 MT 以及 AMT 相比，重量、空间和价格上都处于弱势。

MT 是在汽车上最先使用的变速器，它结构简单，造价低，便于维护，更重要的是传动效率高（约 97%），但是它的操纵性较差，尤其在市区运行时，驾驶人的劳动强度大，甚至有时会造成危险。

AMT 是在原有机械式手动变速器基本结构不变的情况下，加装了电子单元的自动操纵机构，取代了原来由驾驶人人工完成的离合器分离与接合、摘档与挂档以及发动机的转速与转矩的调节等操作，实现换档过程的操纵自

动化，给驾驶人带来了极大方便。因为原有的机械传动结构基本不变，所以齿轮传动固有的传动效率高、结构紧凑、造价低廉等优点被很好地继承下来。相对于传统AT而言，由于AMT传动效率高而不会使车辆因为变为自动而失去动力性，还可以省油10%以上，相应CO_2等废气排放也会降低。在油价高涨、排放要求越来越严的大形势下，AMT的高效率、低造价和操作方便等特性是其得以快速发展的主要动力。

AMT最早出现在欧洲。1986年，意大利的马瑞利（Magneti Marelli）公司将AMT应用在F1赛车上而15次赢得F1赛车冠军。这说明AMT不仅传动效率高，而且反应速度快。1992年，AMT从F1赛车成功地移植到民用车阿尔法·罗密欧（Alfa Romeo）上以后，法拉利F355 AMT在1999年得以大批量生产。其高效率的动力传递性能受到很多用户的喜爱。

当然，使用以内燃机为主动力的AMT系统都配置有离合器。使用离合器的AMT系统和手动变速器一样，通常是在断开动力源后换档，换档的平顺性则难以和AT相媲美。这项技术的难点在于满足换档的平顺性以及正确应对各种复杂情况的快速性要求。对于不使用离合器的纯电动或其他动力的AMT系统来说，貌似没有动力中断问题。实际上在换档过程中，还是存在那么一瞬间，即原先的档位已脱开，而新的档位还没有啮合上，也就是说在这瞬间还是有动力中断。再有，在脱开老档位前降低发动机输出转矩（降扭）的过程和啮合新档位后恢复转矩（升扭）的过程虽不是完全的动力中断，但对输出到车轮的动力还是有很大的影响。

从结构上讲，AMT有两大类（图1-2）：集成式和外挂式。集成式是将选换档执行机构甚至离合器执行机构都集成到机械式变速器体内。而外挂式是在传统的手动变速器外面安装执行机构。

AMT执行机构的驱动方式又可分为电动式、气动式、液压式和混合式。电动式以小型电动机作为驱动执行器件。气动式使用气缸作为驱动执行器件。液压式使用油缸作为驱动执行器件。混合式，是指在同一个AMT系统中同时使用一种以上动力驱动器件。

AMT可用于各种传统能源的乘用车、公交车、客车、轻型载货车、重型载货车，也可用于各类需要变速的纯电动车和混合动力车。由于各种不同

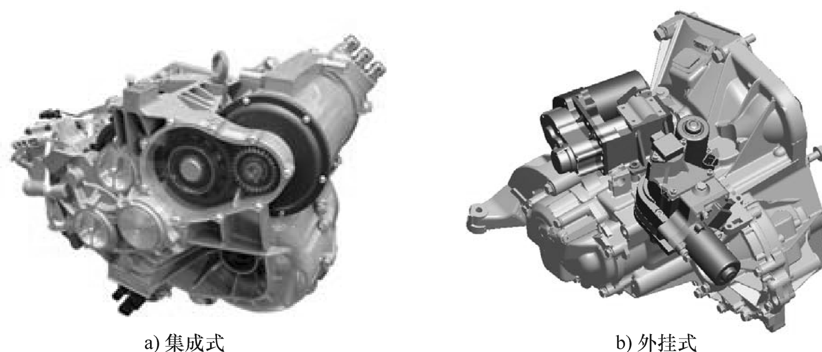


图 1-2　AMT 变速器

的需要，AMT 的档位数也不尽相同，有 2 档、3 档、5 档、6 档甚至十几档等。图 1-3 所示为广东戈兰玛汽车系统有限公司为中国南车新能源汽车公司配套的 6 档 12m AMT 混合动力公交车。



图 1-3　配置 AMT 的 12m 混合动力公交车

图 1-4 所示为广东戈兰玛汽车系统有限公司为华晨汽车公司配套 5 档 AMT 的智尚 SUV。



图 1-4　配置 AMT 的智尚 SUV

图1-5所示为奔驰公司出品的5档AMT的Smart乘用车。



图1-5　配置5档AMT的Smart小车

因为AMT换档时有动力中断，如何减少或消除换档时动力中断对驾驶舒适性的影响就是对AMT研发和生产的一大挑战。和MT相比，AMT增加了几个机械执行机构，如何保证它们的可靠性和耐久性是研发、生产AMT的另一大挑战，其中，如何控制AMT是最重要的。

本书就AMT的控制及其相关问题用最通俗的语言进行介绍和讨论，避免烦琐的数学推导，但尽可能给出实际AMT系统控制的一些实例和数据供读者参考。AMT机械机构的设计和生产等问题都非常重要，但由于篇幅的限制，本书并未进行探讨。除AMT以外的其他自动变速器的原理和生产也不在本书的探讨范围内。虽然AMT系统离不开控制器（TCU），但这里也只是对TCU的硬件、软件和底层程序等进行简单介绍而不详细讨论，本书重点讨论AMT系统的控制问题。即使本书只是讨论控制问题，但由于控制问题分支比较多，内容很丰富，所以这里只是就大部分AMT从业者和使用者最感兴趣的一些基础问题进行介绍和讨论。对于更深入的控制问题，请读者自行阅读有关参考文献进行深化研究。

如前所述，AMT可以用于传统汽车、混合动力车，也可用于纯电动车，这些车的主动力源可能有所不同，如汽油机、柴油机、电动机或它们的混合。但是在本书中，除特殊说明的地方外，大都以汽油机驱动的传统汽车为

例。对于 AMT 的转矩控制需求来说，其他的动力源也没有什么很大的区别，只是获得需要的转矩的方式不同而已，所以读者完全可以举一反三，触类旁通。

1.2 AMT 控制系统概述

根据需求的不同和搭载车辆的不同，AMT 系统之间存在着很大差异。除特殊说明外，本书以内燃机系统为主动力源的 AMT 系统为例来进行描述。简单的系统可能没有对外通信功能，而先进的系统则可以和发动机控制器、制动系统控制器、车身控制器、360°环境监测器、显示仪表等子系统进行电子通信，因而可根据更多的信号优化 AMT 系统及其控制。下面以一个简单的由内燃机为车辆驱动动力源的外挂式电动控制 AMT 系统为例。AMT 有四个执行机构：选档执行机构，摘、挂档执行机构（简称挂档机构），离合器执行机构和机械式节气门驱动机构。有些系统将选档机构和挂档机构合成为一体。另外许多车辆不再使用机械式节气门而是电子节气门（ECT），不再需要节气门拉索机构。如前面所述，这些机构可以由不同的动力源进行驱动，如电动、液动、气动或混合方式。电动方式结构简单，容易控制，在 AMT 领域已成主流。下面主要讨论电动方式的 AMT 系统，即以小型伺服电动机来驱动这些执行机构的 AMT 系统。

一般 AMT 具有手动和自动兼容的功能，驾驶人可以自由选择手动换档还是全自动换档。在手动换档模式下，AMT 的操作方式和 MT 的操作方式较接近，由驾驶人自己操控是升档还是降档，但不需要踩离合器踏板，降低了驾驶人的劳动强度。在自动换档模式下，AMT 的操作方式和 AT 的操作方式十分接近，一般情况下驾驶人只决定前进还是后退，其余的都由 TCU 自动决定。AMT 系统与车辆、驾驶人之间的关系如图 1-6 所示。点画线框内为一个简单的 AMT 系统。

驾驶人对 AMT 控制系统是通过加速踏板、制动踏板、换档器、相关模式控制按钮等直接操控。AMT 控制系统的主要部件是 TCU，它是 AMT 的大脑。加速踏板、制动踏板、换档器、按钮等都是驾驶人给 TCU 输入信号用

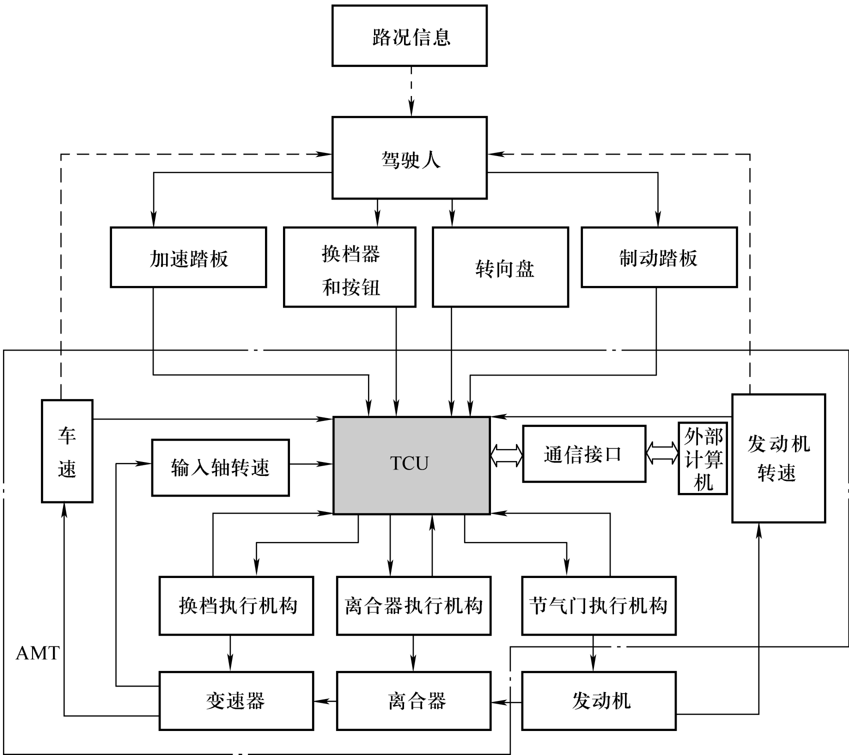


图1-6 AMT系统中TCU和其他部件的关系示意框图

的，而执行机构是AMT的执行者，是用来执行TCU指令的。TCU的主要功能是接收传感器检测到的汽车行驶状态信息和驾驶人给出的操控信息，并进行比较运算，再按照某种规律发出指令、自动地控制传动系统进行换档和进行系统故障诊断等。根据系统要求的不同，TCU的控制方法也会有所不同，这些不同的控制方法可以用TCU中不同的软件程序来实现。图1-7所示为以电动机驱动的AMT控制系统输入/输出框图示例。

除了一些特殊需求外，TCU内的控制策略从功能上大体可以分成九大子系统：信息中心子系统、驾驶人观察子系统、通信子系统、自学习子系统、自保护子系统、档位决策中心子系统、执行换档子系统、起步控制子系统、故障诊断和处理子系统。图1-8为一个整个控制系统信号走向的框图示例。

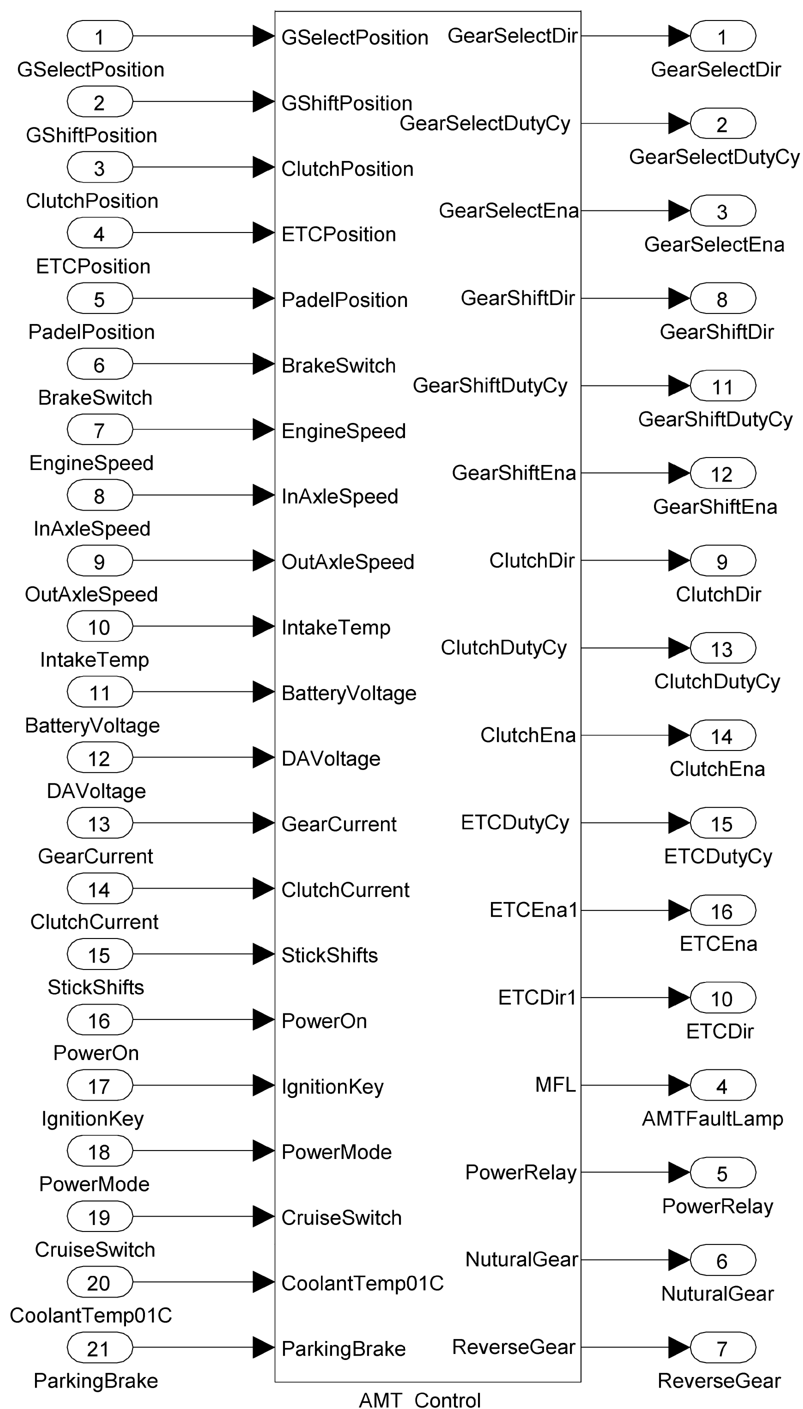


图 1-7　AMT 控制系统输入/输出框图示例

图 1-8 控制系统框图示例

① 信息中心子系统的主要功能是通过微控制器（MCU）的硬件收集外部传感器送来的信息，如模拟量采样、开关量采样、载波信号采样等，然后对这些信号进行滤波、物理量化处理等。模拟量信号是指信号连续变化的信号，开关量信号是指电压只有高和低两种状态的信号，有时也叫数字量。这里的载波信号通常是指调频信号或脉冲调宽（PWM）信号。在 AMT 控制中，还没有使用调幅的输入信号。

② 驾驶人观察子系统的主要功能是从接收到的信号中分析出驾驶人的意图。驾驶人的有些意图很明显，如挂倒档就是要后退，但有些意图可能不明显，如制动可能只是减速，也可能是要停车。在某些情况下，有些信号也可能是驾驶人的误操作所致。

③ 通信子系统的主要功能是用数字通信的方式向外部获取有用信息和向外部传递外部所需要的信息。

④ 自学习子系统的主要功能是通过一些已知的信号将某些不能直接通过传感器也不能通过通信方法向外部获取的未知信号进行间接计算和估计，然后和已知信号一起用于 AMT 的控制和故障诊断。自学习的准确性对 AMT 的准确控制至关重要。

⑤ 自保护子系统的主要功能是监视一些特殊易损件、易错的操作机构物理量的变化，尽早发现问题，加以防范。尽管有些问题不是故障，但有可能造成危害，TCU 应该及时将结果告知驾驶人或尽可能采取措施避免故障的发生，或减少发生事故时的影响。

⑥ 档位决策中心子系统的主要功能是根据传感器送来的信息、通过通信方法获得的信息以及通过自学习获得的衍生信息来决定最佳档位是什么。如果得到的最佳档位和现有运行档位不同，就发布换档指令。这一部分可以和 AT、DCT 上使用的档位决策方法相类似。

⑦ 执行换档子系统的主要功能是收到换档指令后，以最安全的方法快速平顺切换到最佳档位。不同的执行机构，换档的控制方法可能不同。本书将重点介绍电动执行机构的换档控制（AMT 的执行机构都由小电动机来驱动）。AMT 的换档效果如何，很大程度上取决于这个子系统的控制方式和控制精度。这个子系统比较大，它既要控制离合器执行机构、选档执行机构、

挂档执行机构的准确运动，还要控制主动力源的转速和输出转矩。对发动机转速和输出转矩的控制有多种方式，所以这个子系统又可分成更细致的小子系统。

⑧ 如果 AMT 系统需要像配备了 AT 的车辆一样具有自动起步功能，则 AMT TCU 就需要有起步控制。起步控制子系统的主要功能是在驾驶人起动发动机和松开制动踏板后根据换档器手柄位置来控制车辆平顺地前进或倒退。AMT 必须能在各种常见的坡度上实现安全平顺起步。车辆从静止开始起步增速到离合器完全接合后，起步控制完成。在堵车等许多情况下，车辆正常起步后车速无法提高，或提高后又降到很低的速度，低到离合器必须处于半离合状态下运行，否则速度就太快而造成危险。这种必须在离合器半离合状态下运行的工作模式称为蠕动。自动起步也常牵涉发动机控制问题。坡道辅助起步（HLA）功能正是应对此现象而设计的。

⑨ 故障诊断和处理子系统的主要功能是对所有从传感器、通过通信从外部得到的或通过自学习得到的衍生信号进行判别，确定其正确性；还要对所有执行机构进行检验以确定所有执行指令得到有效执行，还要检查 TCU 本身是否健康。如果信号不正确、执行机构有问题或 TCU 有故障，就要及时准确地通知驾驶人并采取应有的步骤以减少危险。

还有一些特殊需要的辅助性控制，即不是 AMT 控制系统所必需的，如巡航控制、显示、下线检测、开发工具等。这些功能和工具可列为特殊控制部分来分别介绍。

1.3 控制概述

从图 1-8 可以看出，一个简单的 AMT 系统中负责控制的 TCU 除了要对 AMT 系统的所有执行机构进行控制，如选换档执行机构、离合执行机构等，还要对车辆上和 AMT 有关的其他系统进行控制。这些控制的方法就是本书专门要介绍的。

抽象地讲，一个控制系统就是对该系统的某个输出量能按需要进行调节的一个系统，即这个系统至少有一个输入，即目标，也至少有一个输出，即

结果。如何去控制这个输出快速准确地实现这目标就是控制器的任务。控制可简单地分为开环控制和闭环控制两大类。所谓开环控制，就是对输出不进行实时检测确认和调节的简单控制。比如射箭，射箭手在瞄准放箭之后就不再能控制箭的速度和方向，只能任其飞行，最后到达某位置。该位置可能是原先瞄准的点，可能不是。这就是开环控制，可想而知，要命中目标就很不容易。至于闭环控制，就是实时检测确认和调节的相对复杂控制。例如卫星在发射之后，会实时根据原先确定的目标，找出误差，不断调整它的飞行姿态，如图 1-9 所示。控制器对卫星的飞行位置和状态不断进行检测并和原设定目标进行比较而得到误差，这个误差信息被当作调整控制卫星飞行姿态的变量，使卫星不断逼近目标设置的值。这样输出和输入形成了一个闭合的环。

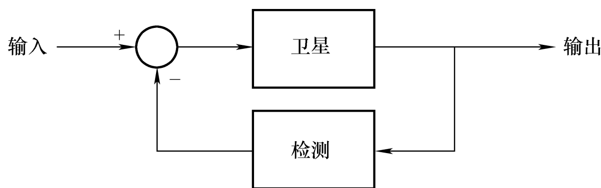


图 1-9　闭环系统框图

控制系统的需求大大推动了控制技术的发展。控制理论在近代发展非常迅速。由原来的时域分析到频域分析又到状态空间分析，从模拟到数字，从古典控制理论到现代控制理论又到智能控制理论，从单点控制到互联网 +。科学的发展远快于教科书的印刷速度，对于控制技术的新发展请读者自找资料学习。这里只简单介绍历史悠久而且使用得比较多的比例积分微分（PID）调节器。对于有控制背景的工程人员，请跳过下面部分直接到下一章。

PID 调节器的作用就是改变原有系统一些特性使其反应稳定、快速。具体做法是对误差进行比例积分微分运算来改变控制量，即

$$误差\ \Delta y_1 = u_1 - y_1$$

式中，u_1是输入的目标值；y_1是输出的实际值。

为了使误差 Δy_1 尽可能缩小，就要改变原来的输入量，新的输入量大

小为

$$u = P \cdot \Delta y_1 + I \cdot \int \Delta y_1 \mathrm{d}t + D \cdot \frac{\mathrm{d}\Delta y_1}{\mathrm{d}t}$$

式中，P 为增益系数；I 为积分增益系数；D 为微分增益系数。

PID 中这三个系数有不同的作用。PID 的比例部分——P 用来成比例消除误差。从理论上讲，当 P 为无穷大时，误差就会趋于零。可惜的是在很多系统中，P 稍大一些，就会出现输出超调，甚至导致系统不稳定。PID 中的积分部分——I 是用来消除静态误差。PID 中的微分部分——D 是用来帮助快速消除瞬间误差和抑制振荡。所以 PID 是同时共同调节输入量，即控制量。控制量是比例、积分和微分之和。每个部分的大小可以通过改变增益的大小来实现。如果将 D 设为零，那么实际上 PID 调节器就变成了 PI 调节器。关于 PID 的进一步有关理论请参考有关专业文献。

1.4　问题思考

① AMT 能否成为汽车行业里的主流自动变速器？

② AMT 控制的难点是什么？

③ AT 的优点和缺点各是什么？

④ 还有哪些自动变速器没有在本章中列出？

⑤ 如何用软件来实现 PID 调节？

⑥ 为什么 P 增大后容易引起系统振荡？

第2章 信息中心

信息中心子系统的主要功能是通过微控制器的硬件收集外部传感器送来的信息，如模拟量采样、开关量采样、载波信号采样等，然后对这些信号进行滤波、物理量化处理等。信息中心还通过电子通信接受外界的信号，如内燃机系统的发动机输出转矩、电动车或混合动力车电池的充电状态（SOC）等。信息中心还通过用以上方法获得的真实数据进行计算、观察、自学习、推测而衍生出来一些新的信息，如车辆加速度、离合器温度等。

TCU 根据信息中心提供的这些信息综合判断，决策出什么时候换档、换哪个档、如何换档等。不同的输入信号，就可能有不同的输出结果，所以输入信号的可靠性十分重要。出于安全考虑，有些关键信号必须有备用信号。

前面提到，TCU 使用的信号来自三个方面：TCU 采样，和外界通信，通过已有的信息进行计算、推测和自学习得到的衍生信号。TCU 需要采样的信号也随系统的不同而有所不同。当然尽管系统不同，但从输入信号的种类讲大致相近，多为开关量信号、模拟量信号、调频信号、脉宽调制信号等。下面用一个简单的 AMT 系统为例，它的信号流程图如图 2-1 所示。

2.1　模拟输入信号

TCU 的主芯片（MCU）一般都有多路模数转换（A/D）通道。现常用的模数转换精度有 10 位的，有 12 位的，也有更多位的。所有 A/D 转换后的信号都要经过滤波和变成相应物理量后进行存储以供主程序使用。有些系统由于采用定点运算，为提高运行速度，有些地方就直接使用 A/D 转换后的数字值而没有物理单位。在本书后续的章节中也常以“AD”来表示从 MCU 寄存器中直接读取的模数转换值。这些值和所测量的物理量有固定的对应关系。AMT 中常用的主要模拟信号如下所述。

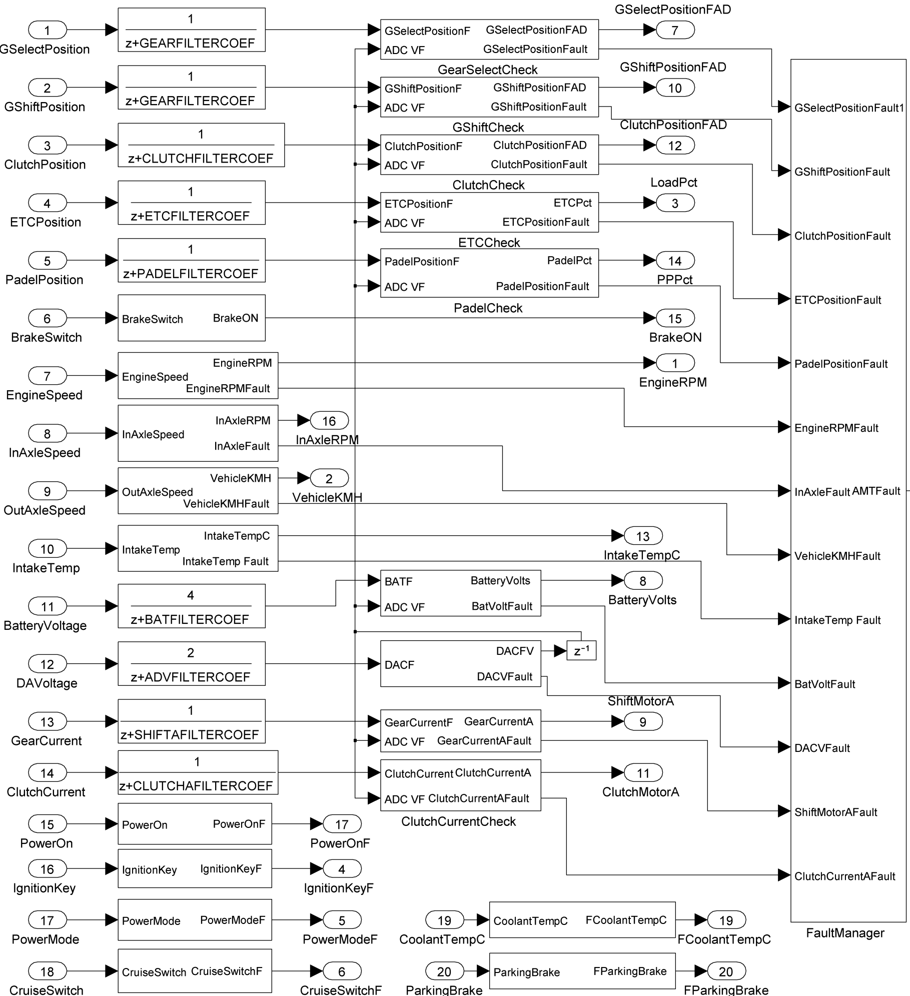

GSelectPosition
GShiftPosition
ClutchPosition
ETCPosition
PadelPosition
BrakeSwitch
EngineSpeed
InAxleSpeed
OutAxleSpeed
IntakeTemp
BatteryVoltage
DAVoltage
GearCurrent
ClutchCurrent
PowerOn
IgnitionKey
PowerMode
CruiseSwitch
z+GEARFILTERCOEF
z+CLUTCHFILTERCOEF
z+ETCFILTERCOEF
z+PADELFILTERCOEF
z+BATFILTERCOEF
z+ADVFILTERCOEF
z+SHIFTAFILTERCOEF
z+CLUTCHAFILTERCOEF
GearSelectCheck
GShiftCheck
ClutchCheck
ETCCheck
PadelCheck
ClutchCurrentCheck
FaultManager
GSelectPositionFAD
GShiftPositionFAD
ClutchPositionFAD
LoadPct
PPPct
BrakeON
EngineRPM
InAxleRPM
VehicleKMH
IntakeTempC
BatteryVolts
ShiftMotorA
ClutchMotorA
PowerOnF
IgnitionKeyF
PowerModeF
CruiseSwitchF
CoolantTempC
FCoolantTempC
ParkingBrake
FParkingBrake
AMTFault

图 2-1　信息中心框图

（1）选档、挂档位置传感器输出信号

手动变速器通常有多个拨叉，每个拨叉可用于 1 ~ 2 个档位。如一个 5 前进档加 1 个倒档的变速器有 3 个拨叉。如果 3 个拨叉都在中间位置，那么变速器就处于空档。因此，在换档过程中要做两次选择。首先是选用哪个拨叉，即将换档指移向该拨叉位置，但是选好了拨叉并没有挂上任何档位，变速器仍然处于空档，通常这个过程被称为选档。在选好了哪个拨叉后，再选择挂上这个拨叉所能接通的两个档中的一个、挂上档后就意味着换档成功了，变速器不再是空档了，这个过程通常被称为换档，实际上就是挂档。

当变速器采用二维矩阵式换档时，有一种方式是采用鼓式滑槽使拨头同时在 X、Y 两个方向上移动来实现选档和挂档。这种方式只需要一个动力源，也只需要一个位置传感器。另一种方式是用一个机构专门执行选档，另一个机构专门执行摘档和挂档，这通常需要两个执行机构，也就是说要两个动力源，相应也通常需要两个位置传感器。这两个传感器用于检测所测机构的即时位置，即选档位置和挂档位置。

这种模拟量的位置或转角传感器有接触式和非接触式两种。接触式位置传感器通常是电位器式传感器，输出的电压信号常为 0 ~ 5V。非接触式位置传感器通常使用线性霍尔器件，输出的电压信号也通常为 0 ~ 5V。驱动电动机在改变机构位置的同时也改变传感器的滑臂位置或转角，从而改变它的输出电压值。对于不同系统、不同传感器，可能会有不同的参数值，具体数据通过标定确定。由于传感器和安装位置有一定的离散性，须通过自学习来校准和纠正这些位置。

接触式位置传感器有磨损失效问题，而非接触式传感器可能会有抗干扰能力差的问题。

有些系统采用电动机旋转角度编码器输出脉冲信号。这个问题将在 2.2 节再详细说明。

（2）离合器位置传感器输出信号

与选档和挂档位置传感器一样，离合器位置传感器也可以是一个模拟量输出，即 0 ~ 5V 的电压信号。离合机构驱动电动机在改变离合器位置的同时改变传感器的滑臂位置或转角，从而改变它的输出电压值。也就是说，不

同的电压输出值对应于离合器的不同开度。对于不同系统、不同传感器，可能会有不同的参数值，具体数据通过标定确定。这个值可能会随着时间的推移或离合器摩擦片（即从动盘摩擦片）的磨损而变化，因而需要自学习。

（3）电子节气门拉索机构位置传感器输出信号

对于没有电子节气门的系统，还要加装一个电子节气门拉索机构。与选档和挂档位置传感器一样，电子节气门拉索机构的位置传感器可以是一个模拟量，即0～5V的电压输出信号。节气门拉索电动机卷动拉索改变机械式节气门的开度，在卷动拉索的同时改变该传感器的转角，从而改变传感器的输出电压。对于不同系统、不同传感器，可能会有不同的参数值，具体数据通过标定来确定。节气门的失电状态、全关闭AD_{min}和全打开AD_{max}的值可能会随着时间的推移而变化，因而也需要自学习。

为了系统的安全，建议用户采用有两个位置传感器输出通道的ECT。

如果传感器输出0～5V的电压，对应10位精度的AD转换器，则可将该电压值转换为0～1023的数字值，将对应的电子节气门转角转化为开度百分比：$(AD-AD_{min})/(AD_{max}-AD_{min})\times100\%$。节气门的开度在0～100%变化。

有两路节气门位置信号输出的系统，其输出信号变化方向相反。当节气门被逐渐打开时，一路输出信号逐渐变大，另一路输出信号逐渐变小。这个信号可能是电压，也有可能是频率。同时输出两路信号有利于故障检测。对于有电子节气门和有CAN通信的系统来说，发动机控制器（ECU）可以通过CAN总线直接向TCU提供节气门开度信号。

（4）加速踏板位置传感器输出信号

和档位位置传感器一样，加速踏板位置传感器也可以是从接触式或非接触式传感器输出的0～5V的电压信号。在驾驶人改变加速踏板位置的同时自动改变了传感器的转角或相对位置，从而改变它的输出电压值。对于不同系统、不同传感器，可能会有不同的参数值，具体数据通过标定确定。踏板自由位置的值可能会随着时间的推移而变化，因而需要自学习。通常踏板踩得越深，输出电压越高。例如：当预置的踏板自由位置值比实际值小时，踏板在自由状态就会被控制器误以为驾驶人已踩加速踏板，这是不能接受的。

如设置的踏板自由位置的值比实际值大，那么驾驶人在轻踩加速踏板时就不会起作用，即有一个死区。有轻微死区是可以接受的，在自学习时必须注意。

为了系统的安全，建议用户采用具有两个位置传感器输出通道的电子加速踏板。和节气门位置信号一样，它有两路加速踏板信号输出的系统，其输出变化方向相反。当驾驶人逐渐踩下加速踏板时，一路信号的电压幅度逐渐变大，另一路信号的电压幅度逐渐变小。这有利于故障检测。只要没有故障，用哪路信号都可以。

对于有 CAN 通信的系统来说，ECU 可以通过 CAN 总线向 TCU 提供加速踏板位置的信号。

（5）选档电动机、挂档电动机、离合电动机、节气门拉索电动机电流信号

这些可以是从驱动电动机 H 桥驱动芯片输出与输入电流大小成正比的电压信号，或是串联在电动机电路上的电阻的压降值。因为执行机构上有刷电动机和无刷电动机的调速几乎都是通过调节 PWM 的占空比来实现的，所以电动机电流不一定是恒定的直流，而是脉动或间断的电流。脉动的大小和电动机回路中电感、电阻的大小以及占空比的大小有关。因此，对电流信号进行有效的硬件滤波和软件滤波十分重要。

$$采样电压（V）=电流增益\times电动机电流（A）$$

因此，从 A/D 转换器读出的电动机电流信号要经过增益转换才能变成物理量 A。增益值的大小通过标定实现。

（6）换档器输入电位信号

换档器有很多种，有的换档器是输出模拟量来表述操纵柄的位置，有的是直接输出位置开关值，有的是通过数字通信传递信息。对于使用模拟量的换档器，它的档位信号一般是从换档器模块送出来的 0～5V 模拟量信号。不同的电压代表换档器手柄处于不同的位置，表 2-1 所示为一个例子。

表 2-1　不同电压代表的换档器手柄位置

电压/V	4.0	3.0	2.0	1.0
档位	M	D	空档	倒档

考虑到噪声，应该允许各档位对应的电压值在一定的范围内变化。中间值和变化范围的大小可通过标定确定。如果标定允许误差为 0.05V，则电压为 0.95 ~ 1.05V 时应被理解为倒档。在所有档位范围之外的电压情况应被认为是故障。

（7）电池电压、电源电压信号

对用于驱动 AMT 执行机构的电池电压的测量比较直接，硬件上应该能保证被测量电压的范围值。

（8）温度信号

和 AMT 控制有关的温度信号比较多，如外界气温、发动机冷却液温度、变速器润滑油温度等。ECU 通常有较多的温度信号并可通过 CAN 总线直接发送给 TCU。

（9）压力信号

对于气动系统，气源压力的大小对控制系统有较大影响。制动系统的制动压力信号对 TCU 控制也很有帮助。

（10）路面坡度信号

路面坡度信号对 AMT 车辆的起步控制和上下坡理想档位的确定都很重要。

（11）制动信号

部分制动信号是开关量信号，但也有些制动信号使用模拟量传感器，以指示不同的制动力度。部分车辆同时具有制动开关信号和模拟信号。

2.2　脉冲串输入信号

现代车辆中使用了不少调频信号，还有一些用固定频率但调节占空比大小的 PWM 信号，它们都以一系列脉冲串的形式输出。这些输入信号都可以采用脉冲的上升沿或/和下降沿来触发硬件捕获中断。这里的“中断”是指 MCU 里中断主程序的运行而处理突发事件的一种行为。在捕获中断后，中断处理程序会使用该中断发生的时间和上一次中断所发生的时间来计算脉冲的周期或脉冲的占空比。这些计算出的值将被存储起来供信息中心调用进行

滤波，或转变成相应物理量（如转速）供应用程序使用。

在高频输入的情况下，这些脉冲造成的中断频率会高于主程序运行中断的频率，也就是说在一个主程序计算循环中，可能出现一个信号产生多次中断。这样，前面由中断得到的计算结果可能会被后面的中断所得到的计算结果所取代。不过这是允许的，CPU 得到的总是最新的值。当输入信号的频率很高时，需要考虑的问题是 MCU 的时钟频率高低和测量精度的关系。当输入信号的频率大于 MCU 的时钟频率时就无法测量，即使输入信号频率低于时钟频率但接近时钟频率，计算精度也会大打折扣。另一方面，当输入信号的频率很低时，可能在主程序运行很多次后仍见不到信号变化（无捕获中断）。这除了计数器有溢出的可能外，还在新脉冲出现前不能更新信号变量，而使信号变量一直保持原有数值。所以时钟脉冲频率的选择要考虑到高速时脉冲的测量精度和低速时计数器溢出等问题。输入信号的最高允许频率为 MCU 内实际时钟计数器的时钟脉冲频率，最低输入信号的脉冲周期最长不应该超过时钟计数器所能计数的时间。

常用的转速传感器有两种：VR 和霍尔转速传感器。这两种传感器都和一个带齿的信号轮配合来测量转速。轮子旋转时，位置固定的传感器和旋转的信号轮之间的表面距离会发生变化，这种距离的变化会使经过传感器的磁通量发生变化，传感器的输出电压就反映了这个磁通的变化。VR 传感器的输出信号是正弦波信号，幅度和频率都和转速成正比关系，所以 TCU 必须对这种信号先整形成方波后才能使用。开关型霍尔传感器输出的是 0 ~ 5V 的方波。从两脉冲之间的时间（周期）可计算出转速、加速度。AMT 系统中常见的脉冲串信号有如下几种。

（1）发动机转速信号

发动机控制器使用的转速信号通常来自发动机曲轴上的 36 – 1 或 60 – 2 信号轮相配的转速传感器。36 – 1 是指在有 36 个齿的信号齿轮上故意去掉一个齿作为绝对位置的记号。60 – 2 是 60 个齿里连续去掉 2 个齿。传感器遇到一个齿就发出一个脉冲。由于这个信号轮有缺齿，所以脉冲信号不连续，它的信号不能直接简单地使用。通常 ECU 会发出修改后的脉冲串用于仪表，TCU 借用此仪表信号则比较简单方便。通常发动机每旋转一圈发出 x

个0～5V或电源电压的方波。这在标定时可以根据每圈发出脉冲的个数这一实际情况来设定脉冲数和转速（r/min）的关系，以满足不同系统的实际情况。

TCU对每一圈发出的脉冲个数范围有一定的要求。脉冲数越多，越能及时探测到较低的发动机转速。如发动机转速为600r/min时，每秒钟旋转10圈，每圈的周期是100ms。如果每圈只有一个脉冲，那么每100ms才能收到一个脉冲，也就是100ms才能有效地更新一次转速。如果每圈有2个脉冲，那么每50ms就能更新一次转速。如果每圈有10个脉冲，则每10ms就可以得到一个更新的转速数据。但是探测300r/min的转速时，更新时间就变为20ms。如果能进行准确的插值运算，则数据的更新速度可以大为提高。但如果每一圈发出的脉冲太多，中断函数工作量就会增大，因为在发动机高速旋转时，控制器要处理的中断就很多。在脉冲太多的情况下，常采用减频处理，即跳过一个或几个中断后才进行一次完整的中断处理。

能及时准确地探测到发动机的低转速很重要，这对防止发动机熄火很关键，也对低速换档自动起步、坡道起步、蠕动等的控制很有帮助。

（2）变速器输入轴转速信号

这是变速器输入轴转速传感器输出的信号。变速器的输入轴通常接发动机的输出轴或电动车主驱动电动机的输出轴。为了方便起见，除了特殊说明外，下文中提到变速器输入轴时就简称为输入轴。输入轴每旋转一圈，输入轴转速传感器会发出x个0～5V或接近电源电压的方波信号。每转一圈所产生的方波个数x取决于信号轮上齿的个数，这可在标定时设定，以满足不同系统的要求。

如果离合器已接合，则输入轴转速和发动机转速应该一致。如果已挂好档，则输入轴的转速和输出轴的转速应该成固定关系，即该档位的速比。

传统MT上一般没有输入轴转速传感器。

（3）变速器输出轴转速信号

这是变速器输出轴转速传感器输出的信号。变速器的输出轴通常接差动箱或差动齿轮组。为了方便起见，除了特殊说明外，下文中提到变速器输出轴时就简称为输出轴，请别和发动机或电动机的输出轴混淆了。和输入轴转

速信号类似，输出轴每旋转一圈，传感器会发出 x 个 0～5V 或接近电源电压的方波信号。由于输出轴和汽车的驱动车轮相连，在车轮不打滑时输出轴转速和车速就有一个固定的关系。每转一圈所发出方波的个数取决于相配的信号轮上齿的个数，这在标定时根据具体齿数设定以满足不同系统的要求。在低档情况下，输出轴的转速远低于输入轴的转速。由于在低速时输出轴的转速很低，所以，输出轴每转一圈所发出的脉冲数不能太少，应能满足测量 1.5km/h 的车速为好，否则不能准确判断停车状态和蠕动速度。在高档情况下，输出轴的转速可能高于输入轴的转速，所以输出轴的转速变化范围大，对这个信号的要求也就会高于输入轴转速传感器。

原手动档车的车速仪表信息来源于手动变速器输出轴传感器的信号。这个信号通常精度较低。

挂好档后，且离合器已接合，则可以从发动机转速信号和现有变速器档位直接计算出车速：

$$\text{车速}=\frac{\text{发动机转速}\times\text{车轮滚动周长}}{\text{总传动比}}$$

正如前面所说，在挂好档和离合器接合时，发动机转速、输入轴转速、输出轴转速这三者有着固定的关系，因此可用三者之间的相关性来进行故障诊断和相互代用。但是在未挂好档或没有完全接合离合器时，这种关系就不一定存在。

在一个系统中，测量转速时，信号轮每转一圈产生的脉冲数可由信号轮的齿数确定，也可通过试验方法测定。试验测定的方法：在汽车直接档（传动比为 1∶1）运行的条件下，挂好档，离合器接合，用示波器或数据记录仪记录传感器的输出信号。

图 2-2 为一个实测的示波器信号记录。通道 1 是发动机飞轮信号（60－2），两个缺齿信号之间就是发动机轴旋转了一圈。通道 2 是 ECU 送往仪表板的发动机转速信号（2 脉冲/圈）。通道 3 是输入轴转速信号（9.5 脉冲/圈）。通道 4 是输出轴转速信号（18 脉冲/圈）。

及时准确地探测最低车速很重要，它对平路/坡道起步和蠕动控制来说很关键。如果输出轴的脉冲数不够多，那么在低档时挂上档后，可从输入轴

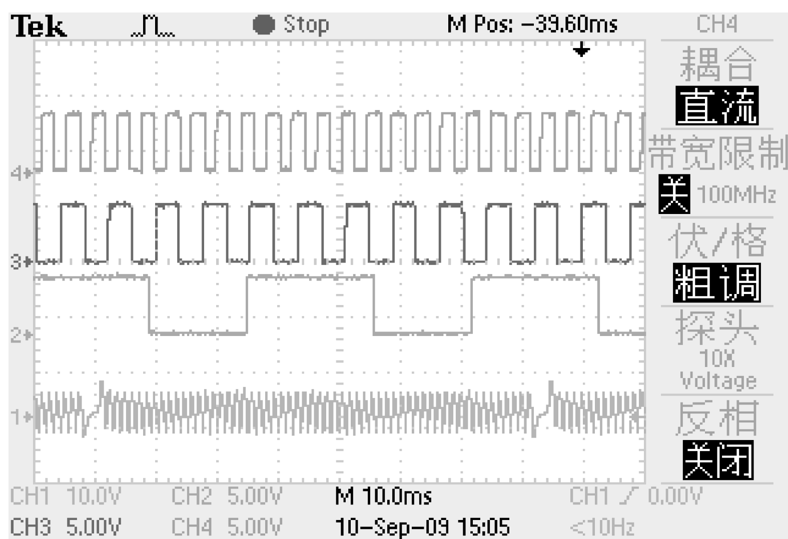


图 2-2　转速信号关系

转速信号导出输出轴转速。

（4）执行机构驱动电动机转速信号

前面说到 AMT 执行机构的位移可以由位置传感器或转角传感器来检测，也可以用脉冲信号来表示。有些电动机本身带有脉冲发生器，输出和转速成正比的频率脉冲。对脉冲进行计数就可以测量位移。和模拟量位移信号不同的是，这种脉冲位移信号只能指示相对位置，而不能指示“绝对位置”。“绝对位置”的获取依赖于准确寻找一个已知的参考点，如位置两端的死点。

（5）转速信号的清零问题

如果不采用插值法，所有脉冲转速信号都要在脉冲到来时才能更新转速，更新的值为相邻两次脉冲间隔时间的函数。但当速度为零时，因为没有脉冲输出，所以按通常的方法也就不能更新转速变量，那么该变量就会保持到零速前的转速值而永远不归零。

解决的办法是采用插值法，或当等待时间到达某一值时，自动清零。或者，当转速低于某一个值时就设置该转速为零，以免长时间转速信号得不到

更新，这个所设置的转速值即被称为置零点。如果置零点设置得太高，则会影响精度。比如发动机转速置零点标得太高，则转速清零太早。如断电接合离合器时会由于发动机转速实际不为零而使车子往前冲；如果转速清零晚一点，则等待置零时间长，在这等待时间里，发动机转速值不变化。

对变速器输出轴置零点标定得太高也会影响汽车静止状态的准确判断，影响汽车起步、上坡起步等的控制。

如果变速器输入轴置零点标定得太高，那么在静止挂档时可能会打齿。因为输入轴转速值被置为零但实际不是零，而输出轴实际为零，所以当输入轴转速过早清零则会过早判定为已同步而造成挂档打齿。

以等待时间为参考量来估计低转速值为好。如5ms 没有脉冲中断，那么脉冲周期至少是5ms，可设置转速为5ms 周期对应的转速值，如 10ms 没有脉冲中断，那么脉冲周期至少是 10ms，因此可更改转速为 10ms 周期对应的转速值。这种方法的缺点是设置转速值永远高于实际值。对于一个计算周期为5ms 的系统，其中庸的方法是，如果 5ms 没有发生脉冲中断，则脉冲周期设置为 7. 5ms；如果 10ms 没有脉冲中断，则可设置周期为 12. 5ms。

（6）PWM 占空比脉冲串信号

有些传感器的输出信号是以经过脉宽调制的 PWM 脉冲串信号形式发出的，被测量的物理量和所发出的 PWM 信号的占空比成一固定关系。如果所用 MCU 不能直接检测 PWM 占空比，则对这种信号必须采用上升沿和下降沿都触发中断来进行占空比计算。

（7）车轮信号

要在任何时候都能取得真正的车速信号不是那么容易，所以这里要多讲几句。对于配备有 ABS 或车身稳定控制（VSC）系统的车辆，应该可以从 CAN 总线上读取 4 个车轮的转速信号。但是在同一个车速下，4 个车轮转速信号可能是有区别的。

① 左、右轮的转速值不一定相等，比如转弯时不同，主动轮打滑时不同，胎压不同时各车轮转速也不同。

② 主动轮的轮速信号不能代表车速信号，因为主动轮在一些情况下会打滑空转，此时的实际车速会低于从主动轮速信号上导出的车速。

③ 在转毂上运行时，从动车轮通常不运转。

车辆拐弯时左车轮和右车轮的转速有差别。如果车轮没有打滑，则可通过这两者之差判别转弯角度的大小。另外，根据主动车轮有可能打滑而从动车轮打滑的可能性很小的事实，可知前驱车辆的两个后车轮的信号能比较真实地反映车速，所以通过主动车轮和从动车轮之间的速差可判别轮胎是否打滑。在 AMT 系统车速信号的应用中应注意以下几个地方：

① 在 AMT 系统中，车速信号可能会应用到如下几个方面：

- 起步（档位已接合）。
- 动态检测路面坡度，决定换档模式和换档点（档位已接合）。
- 车速计算用于正常换档点（档位已接合）。
- 换档时同步（档位未接合）。
- 车辆静止判别（不清楚档位是否接合）。
- 加速度计算（坡度探测等，不清楚档位是否接合）。

② 车速信号来源。前面说到，车速信号可通过 CAN 总线发来的 ABS 轮速信号、变速器输出轴转速信号（低速时无信号）、由输入轴转速信号导出的输出轴转速信号（挂好档后）、由发动机转速信号导出的输出轴转速信号（挂好档和离合器接合后）得到。

③ 提高变速器上输出轴转速信号是较佳选择，可消除对 CAN 总线的依赖，但增加了成本。可从以下几个方面改善变速器上输出轴转速信号：

a）增加信号轮的齿数可以降低能检测到的最低转速，但是相对噪声会增加。少齿相当于有计算平均值的滤波器。这个可用一个简单的例子来描述：如果一个信号轮有 20 个齿，那么齿轮每旋转一圈，传感器就会发出 20 个信号脉冲。从每两个相邻脉冲发出时间的间隔就可以计算出在这一个1/20 圈的瞬间里齿轮旋转的速度。如果对每两个相邻的 1/20 圈的瞬间速度求平均值，那么得到的是在这 1/10 圈里的平均速度，这是一种滤波方式。如果一个信号轮只有 10 个齿，那么齿轮每旋转一圈，传感器就会发出 10 个脉冲。从每两个脉冲发出时间的间隔也就可以计算出在这 1/10 圈的瞬间齿轮旋转的速度。这和前面 20 个齿但求平均值滤波的效果是相类似的，所以也是相当于滤了波，但是这个信号的更新时间相对长了。

b）使用脉冲信号的上升沿和下降沿进行中断可提高转速分辨率 1 倍，但是因为高电平和低电平一般不是各占 50%，而且和传感器的间隙有关，所以滤波比较麻烦。

c）为了消除每一圈的齿间误差带来的信号噪声，背景滤波是很有用的。将实时信号减去背景周期性噪声就是真正信号。背景周期性噪声的获得是在恒速下得到的一圈内的实时转速曲线。由于加工的误差，齿间的间隙可能不一致，那么尽管齿轮的旋转是恒速的，但传感器遇到齿的间隔不一样。对于宽间隙的齿，相遇的间隔时间就比窄间隙齿的时间要长，得到的瞬间速度就不一样。每转一圈这个转速快慢变化就重复一次。这就是背景噪声。要想从信号中把这个背景噪声滤掉，只要将这个噪声从信号中减去就可以了。

④ 为了提高冗余，可采用如下故障处理和信号切换方法：

a）在换档模式处于摘档完成前和挂档完成后（档位是接合的），并且输入轴转速传感器没有故障的情况下，输入轴转速和输出轴转速有固定关系，为

最终输出轴转速 = 输入轴转速/速比（不依赖 CAN 总线，很独立）

b）在换档模式处于摘档完成后和挂档完成前，如 CAN 总线有问题，但输出轴转速信号无故障，则有

最终输出轴转速 = 输出轴转速信号

c）在所有非换档期间输入轴、输出轴转速传感器有故障但 CAN 总线无故障的情况下，有

最终输出轴转速 = 发动机转速/速比（依赖于 CAN 总线发出的发动机转速）

d）在所有非换档期间 CAN 总线有故障的情况下，有

最终输出轴转速 = 输入轴转速/速比或输出轴转速（不依赖于 CAN 总线）

e）在换档同步期间，CAN 总线有问题，输出轴转速信号故障，则进入故障模式，系统采用开环同步控制。因为此时既不能依赖外部信号，也不能依赖自身的信号进行闭环控制，只能采用开环控制。控制的效果会比较差。

将其归纳起来，见表 2-2。

表 2-2　故障处理和信号切换方法

情况	CAN 故障	输入轴转速传感器故障	输出轴转速传感器故障	CAN 故障 + 输入轴转速传感器故障
换档同步期间	输出轴转速信号	无关	开环同步	输出轴转速信号
非换档期间	输入轴转速信号	发动机信号	输入轴转速信号	输出轴转速信号

从一个信号切换到另一个信号的瞬间，输出信号可能会有跳变，这个跳变对加速度的计算影响很大。一定要采用渐变方式剔除切换瞬间的跳变量。CAN 故障包括从 CAN 发来的信号本身故障，所以要检查 CAN 信号的合法性。

2.3　开关量输入信号

AMT 有不少开关量信号要传送给 TCU。TCU 中的 MCU 也有很多开关量输入口来接受这些信号。开关量输入信号在进行反抖动处理后存储起来供主程序使用。下面是 AMT 常用的一些典型的开关输入量（图 2-3）。



图 2-3　电子换档盒和机械换档器

（1）手动加档、减档信号

这是来自加档和减档按钮或转向盘上拨片的输出信号，通常都是开关量信号。比如当变速杆被放置在加档位置（M +）或减档位置（M -）时，对应输出端会输出 5V 电压。如松开变速杆，变速杆会自动回到自由位置，输出 0V。也有的换档器所设置的输出电压与上述相反。

（2）前进（D）、倒退（R）和空档信号（N）

这几个信号多为来自换档器或操作按钮上直接输出的电压信号。如当变速杆被放置在前进位置、倒退位置或空档位置时，对应输出端输出 5V 电

压，其他输出端的电压为零。有些换档器采用信号编码以减少线束，这时要同时检测多路信号进行解码。还有些换档器采用 CAN 总线通信，就不需要占用 MCU 的 I/O 口了。

（3）手动/自动切换信号、经济/动力模式选择信号

这些是来自按钮上的输出信号，一般有两种：一种是自动复位的，即按下去是一种状态，一松开就恢复到原来的状态；另一种是按下去就锁在这个位置，直到再按一下才恢复原来的位置。一般预置值为经济模式。动力模式又称为运动模式，就是驾驶人想要得到像跑车一样的动力性。

（4）巡航模式选择信号

这是来自按钮上的输出信号。通常当按下巡航模式按钮时，输出 5V 电压，否则输出 0V。系统预置不巡航，通常第一次按键是请求按当前车速巡航，第二次按键则表示取消巡航。

（5）制动开关信号

这是来自制动踏板上的输出信号。当踩下制动踏板时，通常输出电源电压，否则输出 0V 或相反。有些系统有多路制动开关信号输出，一方面作为备用以防止单个制动开关失灵而不能制动，另一方面是为了用不同的开关指示不同的制动力度或踏板踩下的深度。

有些制动信号使用模拟量传感器以指示不同的制动力度。

（6）驱动电动机电源检测信号

有些经济型系统，A/D 通道数量有限而不能直接采样来获取电源电压值，而是采用硬件决定电压高低法来确定是否有电。采用这种方法时，是将电源电压信号由 TCU 插头接入各个电动机驱动芯片的输入电压，如选档电动机、挂档电动机、离合电动机、节气门拉索电动机等，经分压后输入 MCU 的 I/O 口。当驱动芯片没有输入电压或欠电压时，自然就无法驱动该电动机而报故障。只有当电压高于一定值时，才能表示有足够的电压。

（7）起动钥匙信号

这是经 TCU 插头输入的起动钥匙电压信号。当起动钥匙在打开点火开关或起动发动机位置时，电源电压经处理后供给 TCU。

2.4　信号滤波问题

无论输入信号是模拟信号、开关信号还是载波信号，滤波都是必不可少的。滤波有两种：硬件滤波和软件滤波。硬件滤波是应用电子元器件，通过有源或无源滤波器对输入信号进行滤波。在 AMT 控制系统中，所有模数转换输入信号在接入 MCU 之前通常都采用无源低通滤波器进行滤波。硬件滤波器的截止频率应该在 TCU 采样频率的一半以下，以确保软件滤波时不会造成信号变形。软件滤波可采用更多方式，低通、高通、带通、带锁等滤波，并可以通过不同方式实现，如 FIR 滤波器、IIR 滤波器等。但是由于是实时滤波，计算量和数据存储量都受到系统资源的制约。FIR 滤波器稳定性好，但数据存储量大，且延时时间较长；IIR 滤波器稳定性差，但数据存储量小，且延时时间较短。低通数字滤波器的截止频率应略高于所滤波信号中有用信号的最高频率，这样才不会过滤掉有用信息。

对于开关信号和脉冲信号，TCU 也会采用硬件滤波以去掉电信号中可能出现的尖毛刺。但对于按键时开关本身的机械跳动、信号上升沿和下降沿可能的振荡或电噪声引起的抖动较大的信号，硬件滤波器就不一定能过滤掉，所以用软件去除开关信号和脉冲信号的抖动是必不可少的。电信号噪声的抖动频率通常较高，机械抖动的频率通常较低，这可以通过硬件和软件分别进行滤波。一般由硬件重点处理高频抖动，由软件处理低频抖动。

图 2-4 是实测的某输出轴转速脉冲信号转换成物理量信号后的频谱曲线。

借助 Matlab 的滤波器设计分析工具——fdatool 可以很快地设计不同类型的软件滤波器，图 2-5 所示为一个简单的 3 阶、截止频率为 1Hz 的 IIR 低通滤波器的一些参数。从频谱特性可以看出它的现实特性与理想特性相差较大，设计者需根据需要改变参数。

输出参数和模型如下：

SOS =

1.0000	2.0000	1.0000	1.0000	−1.9681	0.9691
1.0000	1.0000	0	1.0000	−0.9691	0

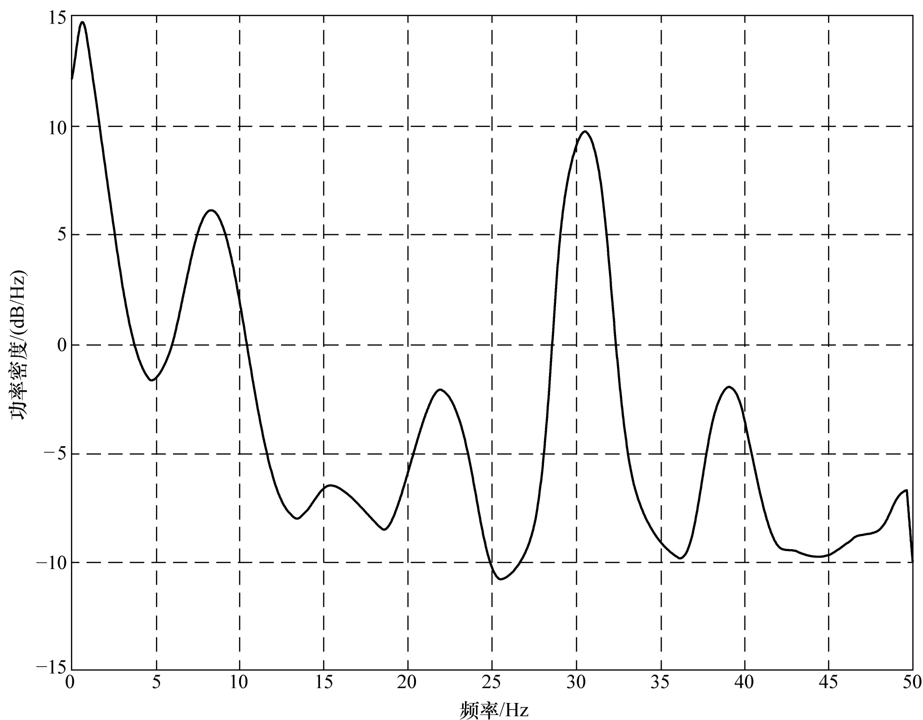


图 2-4　输出轴转速信号频谱曲线

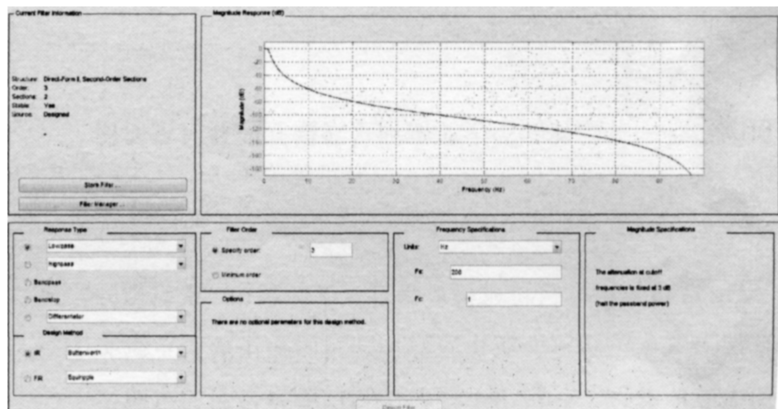


图 2-5　低通滤波器设计

将其转换成数字控制模型形式，如图 2-6 所示。

使用不同的滤波器对同一个输入信号进行滤波，检查滤波后的信号就会发现哪个滤波器比较理想。当然，最好的办法还是使用频谱分析仪观察不需要的噪声是否全部滤掉，需要的信号是否有丢失或变形。图 2-7 是用 4 个截止

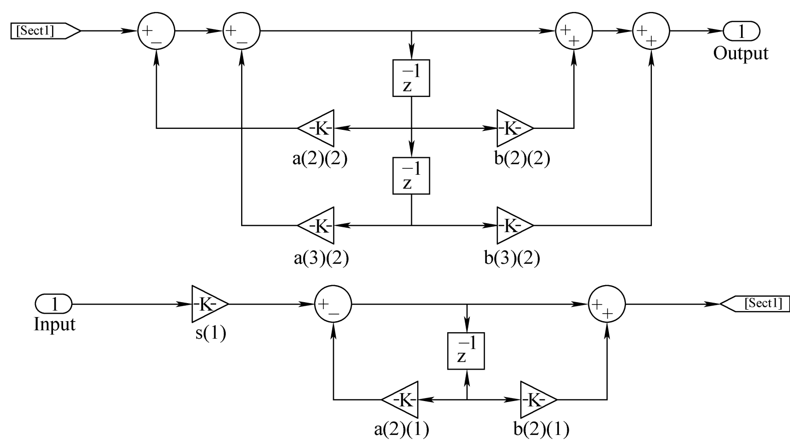


图 2-6　低通滤波器数字模型之一

频率递减的低通滤波器对发动机转速进行滤波后的信号。图 2-7a、b、c 所示的几个信号采用的截止频率较图 2-7d 高，图 2-7d 所示的信号是经过截止频率为 1Hz 的低通滤波器滤波后的曲线。从图可以看出，使用 1Hz 低通滤波器的输出信号虽不是很理想，但比另外几个滤波效果好，基本上可以满足一般要求。最好将滤波器的截止频率再降低一些，并将过渡过程的增益再降低一些，当然这意味着要提高滤波器的阶数，也就是说滤波器的结构要更复杂一些。

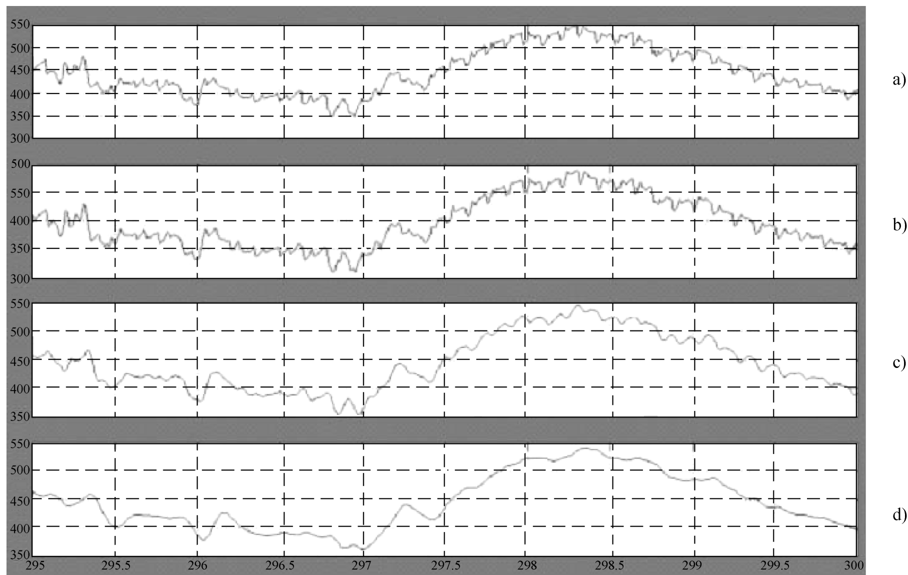


图 2-7　不同滤波器的输出轴转速信号对比

2.5　CAN 总线通信

随着车辆自动控制功能的不断扩展，自动控制系统在车辆中的应用越来越广泛。为了共享资源，互通情报，各控制器之间可以通过通信来实现信息交流。现有很多种通信总线，如 RS232、LIN、K 线（KW2000）、MOST、FlaxRay、I^2C、CAN 等。CAN 总线是目前在车辆各控制器之间实现通信的最普遍使用的一种方式，许多信息可以在 CAN 总线上获得，无须再由各控制器自行安装传感器采集信号。CAN 总线的应用简化了系统，简化了线束，降低了造价，减轻了重量。当然，共享资源也产生了系统之间的相互依赖问题。一个传感器或 CAN 通信出了故障，会导致使用这个传感器信号的所有子系统都不能正常工作，造成系统瘫痪。当然这个问题可以通过使用附加传感器和多路 CAN 总线来解决。图 2-8 为一个实用系统中的 CAN 总线网络的示意图。

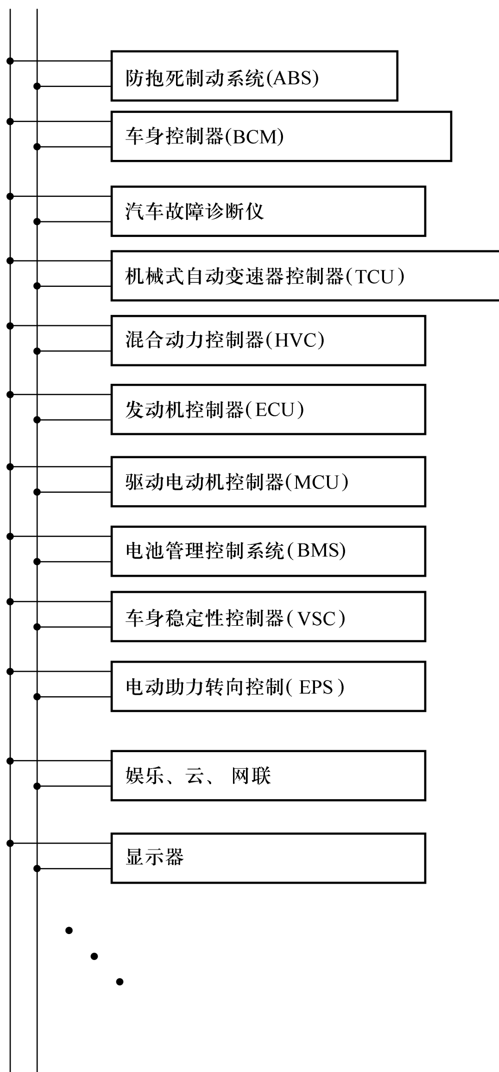


图 2-8　CAN 总线节点

CAN 总线也有多种通信协议，如目前商务用车大多使用 SAE J 1939，小车用 CAN2.0B ISO11898 较

多。CAN 还有标准格式和扩展格式之分，还可根据需要设置不同的速率。速率越高，单位时间里能传递的数据量也越大，但受干扰的影响也越大。车上通常使用的速率为：250～1000kbit/s。各系统对 CAN 信号可以有不同的定义，如格式、速率、数据等，所以事先必须定义好通信协议，从而使在线的各个控制器都能有效交流。在同一个系统中但对于不同的 CAN 通道，可以有不同定义。

TCU 可向 ECU 请求的信号内容包括：发动机转速、节气门开度、加速踏板位置、制动开关状态、ECU 故障、发动机输出转矩等。这些信号大多每 10ms 更新一次。

TCU 还可向 ECU 请求一些变化较慢的信号，如气温、发动机冷却液温度、路面坡度、转向角度、实时故障码等。这些信号可以用较低速度更新。

TCU 不仅可以请求 ECU 发数据，还可以向 ECU 发送操作指令，如发动机目标转速、发动机目标转矩等。这对 AMT 换档控制十分重要。

对于电动车或混合动力车，TCU 不仅可以请求电动机控制器（MCU）发送数据，还可以向 MCU 发送操作指令，如电动机目标转速、电动机目标转矩等。

对于电动车或混合动力车，TCU 也可以请求 BMS 发数据，如 SOC、SOP、SOH、故障码等。

TCU 还可要求 ABS 或 VSC 发送车速、转向角度、路面坡度、制动状态、故障码等信号。

TCU 也可以向整个网络广播换档状态、目前档位、目标档位、实时故障码等。

TCU 也可以接受在 CAN 总线上的其他控制器的操作请求，如目标档位、发送数据、清除故障码等。

由于 CAN 总线通信速率的限制，当信息量很大导致一路信号的流量不能满足要求时，或必须有不同的速率时，就必须使用多于一路的 CAN 总线了。

CAN 总线是有很多优点，但要确定 CAN 总线上的信号是否正常，也就是说发送方应明确指示发出的信号是否可以使用。当发送方表明某信号有故

障，TCU 就不能用这个病态信号，而要进入故障处理模式，如使用备用信号、启用跛行回家模式或停车。当 CAN 总线不工作而导致通信中断时，TCU 不能继续使用原有信号，而要进入上述的故障处理模式，否则后果不堪设想。

2.6 问题思考

① 如何确定各个模拟量输入信号的硬件和软件滤波器的截止频率?

② 有哪些物理量可以通过计算获得?

③ 在一个 5 档变速器上使用 3 个执行机构分别控制 3 个拨叉，有哪些利弊?

④ 使用模拟量位移信号和脉冲位移信号各有什么优缺点?

⑤ 当传感器电源电压变化时，输出信号会有什么变化?

⑥ 脉冲信号的上升沿和下降沿变化越快越好还是越慢越好? 为什么?

⑦ 为什么模数转换的采样频率必须在被测信号最高频率的两倍以上?

第3章 最佳档位决策

前面说到，除了无级变速器之外，其他变速器都会遇到换档问题。

在手自一体的 AMT 系统中，如果驾驶人选用手动换档模式，则档位的选用基本上完全取决于驾驶人。在这种情况下，TCU 的功能主要是在发动机运转安全的条件下保证能按驾驶人的命令加档或减档。当不符合发动机运转条件时，TCU 将不执行驾驶人的指令。当运转条件变化时，原先驾驶人要求的档位指令可能已远离最佳档位或进入危险区，此时 TCU 会给驾驶人提出警告或进行主动干预。究竟是提出警告还是进行主动干预，各人的看法和要求可能不同，这取决于客户的爱好，这里不作评论。下面主要谈在自动换档模式下，TCU 应该如何正确地选择档位。

如果驾驶人选用自动换档模式，则 TCU 要决定何时换档及换到什么档位。档位的选择直接影响汽车的动力性、燃油经济性、安全性、乘坐舒适性、驾驶人的满意程度等，这是自动变速器控制的关键之一。档位决策就是 TCU 实时根据车辆的运行情况、道路情况和驾驶人的意图，按照最优的原则确定车辆的最佳档位。

档位的确定应以满足驾驶人对驾驶动力需求、舒适需求、燃油经济性需求和耐久性需求等为目标来确定。

这个子系统的输出是目标档位，当目前档位和这个子系统所确定的最佳目标档位不一致时，TCU 就要自动进行换档。

3.1　换档线及其确定法

在实际驾驶中存在许多不同甚至不确定的情况，所谓最佳档位，是指在某条件下最好的档位。条件不同时，最佳档位也就不同，在相同条件下驾驶人的需求也不尽相同，所以必须综合各种需求来确定档位。下面是经常考虑

的一些情况：

① 根据发动机的油耗特性来确定最经济档位。

② 根据驾驶人对动力的需求来确定最佳动力档位（动力模式、WOT、KD）。

③ 上坡。

④ 下坡。

⑤ 拐弯。

⑥ 堵车。

⑦ 起步舒适性。

⑧ 增转矩升档。

⑨ 减转矩升档。

⑩ 增转矩降档。

⑪ 制动降档。

⑫ 滑行降档（加速踏板松开但不制动）。

⑬ 动力降档（加速踏板没有松开）。

⑭ KD 降档。

⑮ FE 缓升档。

⑯ 轮胎打滑。

⑰ 跛行回家。

最佳动力性换档规律和最佳经济性换档规律是最基本的换档规律，驾驶人也可以通过经济模式/动力模式键选择自己喜欢的模式。

不同模式的主要区别是换档线的区别，即确定在什么情况下换档，换到哪个档。许多驾驶人还停留在单参数换档的记忆中，即只单一地看车速，到了哪个车速就换哪个档，而不管其他因素。单参数换档当然不是最好的方式，但对于用大脑来决定档位的驾驶人也只能这样了，不能有过高的要求。现代计算机的使用，使得 TCU 可以根据更多的因素来综合确定档位。现在最常用的档位确定方式有两种：

① 两参数——车速与节气门开度。

② 三参数——车速、节气门开度与加速度。

最佳动力性换档规律是指基于发动机的外特性曲线充分利用发动机的牵引性能，使汽车的动力性和加速性达到最优。在 3.6 节里会专门讨论动力模式，在第 8 章里还会讨论一些独特的对动力有特别需求的驾驶模式。最佳经济换档规律是指基于发动机的万有特性曲线尽量使汽车的燃油降低，使汽车的燃油经济性达到最优。

两参数换档规律是当前用得最多的换档规律，根据车速与发动机转矩决定最佳档位，这是因为万有特性曲线也是表示在不同发动机转速和不同输出转矩下的燃油消耗率。对于汽油发动机，节气门开度实际上和发动机转矩息息相关。在其他参数不变的情况下，节气门的开度越大，进入发动机的空气就越多，ECU 喷的燃油也就越多，发动机输出的转矩也就越大。不过要说明的是，节气门打开的具体位置和发动机输出转矩的大小并没有固定的关系。因为即使固定节气门开度，发动机的输出转矩也会随空燃比、点火角、发动机温度等的变化而变化。但是，在最佳点火角、最佳空燃比和稳定温度的情况下，发动机输出转矩的大小和节气门开度也就基本成为固定关系。所以，对于汽油发动机又可以简单地用节气门开度和车速来确定档位。

两参数法有稳定可靠和实现简单的特点。一般实现方法是通过固定在存储器中的一个可标定的二维表格来表示各工作区的应该的档位。而这些区域的分界线就是换档线。图 3-1 表示了一个 5 前进档系统的工作档位分配区域。两档之间的档位分界线不一定是直线，为了方便，图 3-1 中以三段直的实线来表示相邻两档位的分界线。图中有 4 条这样的三段实线。最左边一条实线是 1 档和 2 档的分界线，即通常所说的 1 档到 2 档的升档线。为了防止在边界上来回换档，升档线和降档线（图中所示虚线）相互拉开。这在升档和降档线之间就有了一个缓冲区。只有从低速上升跨过实线才要求升档，而只有从高速到低速跨过虚线才能降档。

这些各档的换档线按走线形态分类一般可分为等延迟型、发散型、收敛型、带强制低档的发散型与组合型等五种。

图 3-1 以节气门开度和车速建立的 5 档二维简单换档线，实线是升档线，虚线为降档线，图中最上面一排的数字是档位数 1 ~ 5。从图 3-1 中可看出，对于这个 5 前进档位系统，升档换档线只使用了 0 ~ 7 这 8 个拐点来

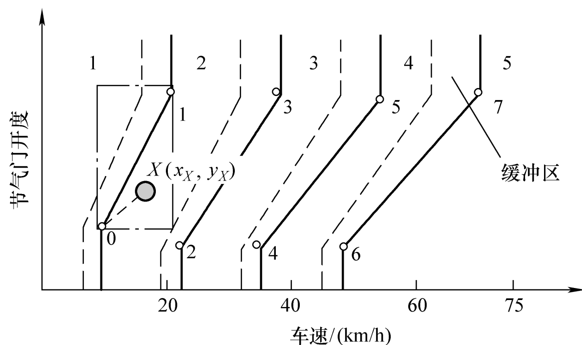


图 3-1　两参数换档规律

确定。小节气门开度时，主要要求舒适、稳定、发动机噪声小。中节气门开度时，主要要求燃料经济性好，兼顾动力性。大节气门开度时，主要要求获得最佳动力性，同时能够适应不同的行驶环境的智能换档规律。具体换档线可根据整车厂的具体要求，通过理论分析和试验标定图 3-1 中的几个拐点来确定。当系统的最佳换档线不能用上述三段直线来表示时，就应多设拐点，或用一个完整的多标定点的 $m \times n$ 二维标定表来实现。

对于一个已经确定了换档线的系统，如何在运行中根据换档线确定何时换档？对于换档点线性度很好的系统，为了简化计算，可不采用传统的查表法，而采用查线法。假设每条换档线由 3 段直线组成，即只有两个拐点 A (x_1, y_1)、B (x_2, y_2)。紧靠换档线右边的档位比紧靠左边高一档。在低负荷和高负荷段，换档线垂直于横坐标，即车速为常数。中负荷是一条单调斜线，其斜率由两个拐点的坐标确定：

$$k_A = (y_2 - y_1)/(x_2 - x_1)$$

对于负荷低于 A 点和高于 B 点的车速情况，档位很容易通过比较车速大小确定。如图 3-1 所示，对于负荷在 A、B 点之间的负荷，档位可以通过斜率的大小比较来确定。如车子运行点为 X (x_x, y_x)，那么其和 A 点形成的斜率为

$$k_x = (y_x - y_1)/(x_x - x_1)$$

如果其斜率大于 k_A，则 X 点位于换档线的左上方，否则和换档线重合或位于换档线的右下方，相应档位也就确定了。

如前面所述，为了避免反复换档，升档线和降档线不是重叠的，而是两者之间有一缓冲区。在缓冲区的经济性或动力性可能都不是最佳的，因此越窄越好。但是缓冲区越窄，越容易产生频繁换档，这是不希望的。降档线也可以通过校正车速来实现，其数学式子可表示如下：

车速降档校正 = 升档车速 − 缓冲宽度 − 负载补偿系数 × 负载

负载是指发动机的负载，它和节气门开度有直接的联系。当换档负载补偿系数为零时，增档线和减档线相互平行。当换档负载补偿系数为不等于零的任何正数时，两线发散；为不等于零的任何负数时，两线收敛。

在实际运行中，车速一般不会急剧变化，而节气门开度可能变化很大且频繁，因为这只取决于驾驶人如何踩加速踏板。为了防止驾驶人频繁松、踩加速踏板时来回换档，除了升档降档使用不同的换档线以外，必要时还可以用计数器限制两次换档之间的最小时间间隔，即必须重复要求换档到该档位一定时间后才执行换档到该档位。这样做的优点是减少了换档次数，减少了动力中断时间；缺点是增加了非最佳油耗运行时间。

3.2　最佳燃油档位确定法

在经济模式下，不能简单地根据老的驾驶习惯单纯地依靠车速决定换档，而着重考虑的是降低油耗兼顾驾驶性。油耗的测定是根据国家法令进行。图 3-2 是中国 2007 年 7 月 1 日开始实施来测试排放和油耗的国家标准 GB/T 19233—2008《轻型汽车燃料消耗量试验方法》和 GB 18352. 3—2005《轻型汽车污染物排放限值及测量方法》的驾驶工况。因为它有 13 次起步，所以被称为 13 工况。前面 12 次起步是城市工况，最后一次起步是市郊工况（高速）。对于车速达不到 120km/h 的车辆，最高车速只要到 80km/h 即可。当然世界上还有其他多种工况规范。不同的车种也有不同的工况标准。

根据发动机的万有特性曲线，TCU 通过设置正确的换档线以保证发动机最大可能地运行在最佳油耗区。图 3-3 是 4A15B 发动机的万有特性曲线（等油耗率曲线图）。

从该曲线图谱可以看出，一是该发动机的低油耗率区（250g/kW · h）

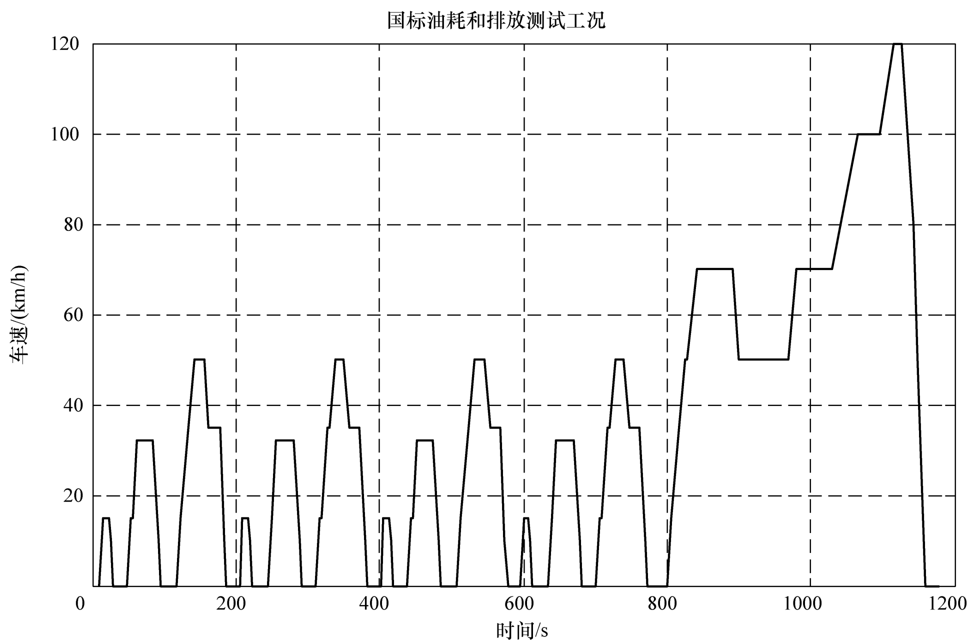


图 3-2　国家乘用车油耗、排放测试工况标准

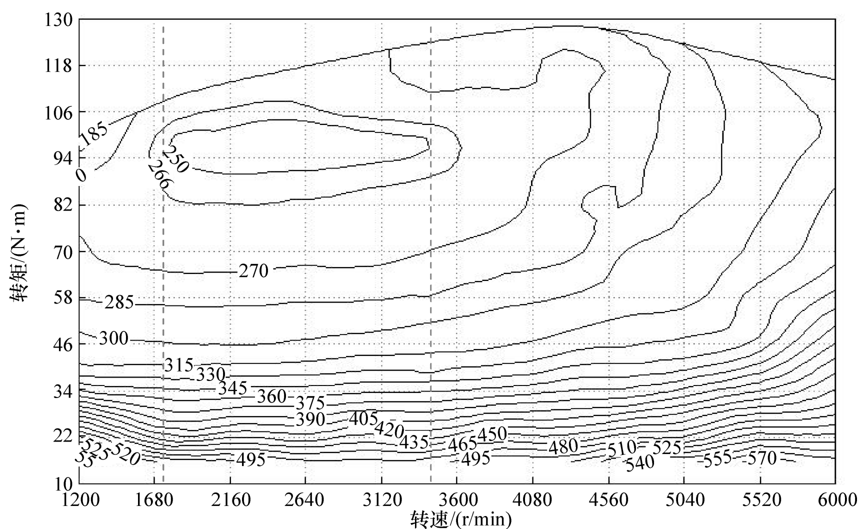


图 3-3　4A15B 发动机的万有特性曲线

坐落于转矩为 92～102N・m 和发动机转速为 1700～3400r/min 的区域。所以能使发动机始终工作在该区域内就是一个很好的选择。二是在最佳转速区的万有特性线都接近水平线，这样换档线就非常容易确定。三是小转矩区油耗

都比较高，所以要尽量使用中大转矩区。四是可在最高换档转速和最低换档转速之间选择任意一点换档。在同样的油耗率情况下，选择较低的发动机速度为好，这样可以避免发动机高速时的噪声及降低机械磨损。

假设某变速器 1～5 档的速比 G_R 分别为 3.5469、2.1563、1.3438、0.9141、0.7188，并且假设输出轴转速为 1r/min，相当于车辆行走 0.0278km/h。那么根据图 3-2 发动机万有特性中的最佳油耗率点来确定档位，如果希望升档后在新档位下的发动机转速为 1700r/min，则 1 到 5 档的车速换档点分别为：

$$1700 \times 0.0278/G_R\ (2\sim5)' = 21.9、35.2、51.7、65.7\text{km/h}$$

这样，除了在车速很低的情况和不考虑降档，则发动机会一直工作在 1700r/min 或以上。

根据图 3-2 中发动机万有特性曲线中的最佳油耗率区，也可以确定发动机转速高于某一值后升一档，如 3400r/min，但是低一点转速换档照样可以得到好的油耗率，如选 2800r/min，则有

$$2800 \times 0.0278/G_R\ (1\sim4)' = 21.9、36.1、57.9、85.2$$

这样除了在最高档情况，发动机转速不会超过 2800r/min。

这意味着如果单从车速这一个参数来确定换档点，那么按照上面的选择，发动机在 1 档下的转速是在最低转速～2800r/min 内运行，2～4 档将在 1700～2800r/min 区间运行，5 档将在 1700r/min～最高发动机转速内运行。当然，实际上确定档位时还要考虑其他因素。

图 3-4 是 4G63 发动机的万有特性曲线。这个发动机的万有特性和前一个有所不同，对于不同的输出转矩，它的最佳转速不在同一个区间：低转矩时，最佳发动机转速较低；高转矩时，最佳发动机转速较高。这就不好用上述简单的单参数方法来确定其换档点。为了便于说明，可将其数据变为更直观的三维图，如图 3-5 所示。

这样在这个三维图里，发动机各个工作区油耗率高低的差别就一目了然，当然有些发动机的油耗率变化没有那么突出。最佳经济性换档规律是指通过设置正确换档点，尽量使车辆的燃油消耗率降低，使车辆的燃油经济性最优。从前面可以看到，最佳经济性换档规律可通过发动机的燃油经济性曲

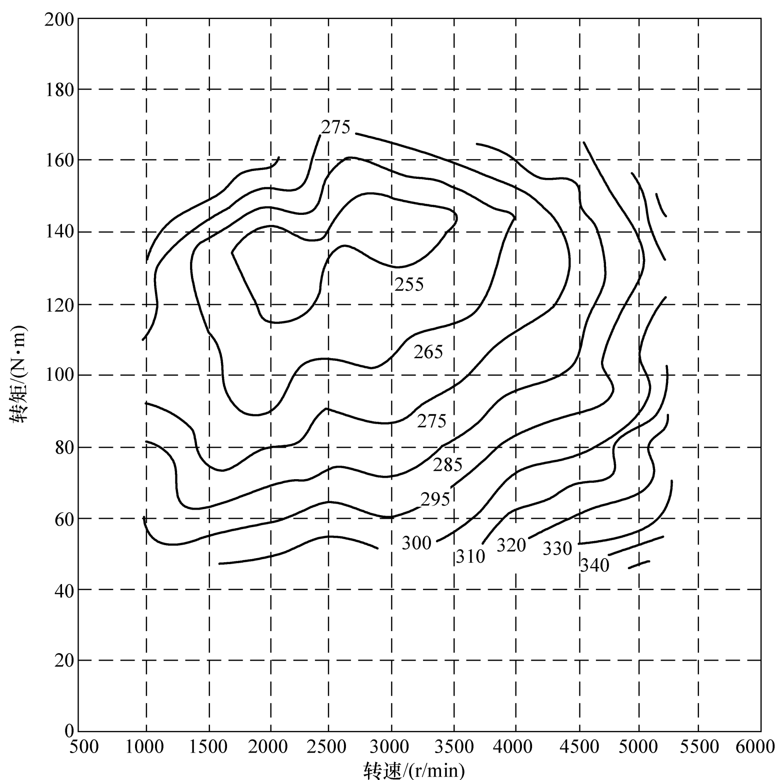


图 3-4　4G63 发动机的万有特性曲线

线求得。假设换档时间很短，可近似认为换档时车速不变，为保证车辆具有良好的乘坐舒适性，最好换档前后的牵引力不变，车辆加速度也就不变。由等牵引力换档条件，换档时节气门开度应自动调节，并与此相适应。其实，更多情况是换档前后的牵引力不一样。比如大节气门起步到最高速，车辆的牵引力是由低档的最大值逐步下降到高档的小转矩输出。因为在大节气门情况下，车辆的动力总成无法在升档后保持原先的大转矩输出。

如上所述，为保证汽车的最佳燃油经济性，在汽车运行的转矩和车速范围内都可以得到各个档位下发动机的转速和转矩输出；然后根据发动机的万有特性曲线，可以得到各个工作点对应的燃油消耗率 B_e（与输入轴转矩、转速相对应）；最后，可以对相邻两档的 B_e 进行比较，当满足 B_e（a）$\geq B_e$（b）时，就可以从 a 档换到 b 档，达到省油的目的。其中 B_e（a）和 B_e（b）分别为 a 档和相邻 b 档的燃油消耗率，该工作点对应的发动机转矩和

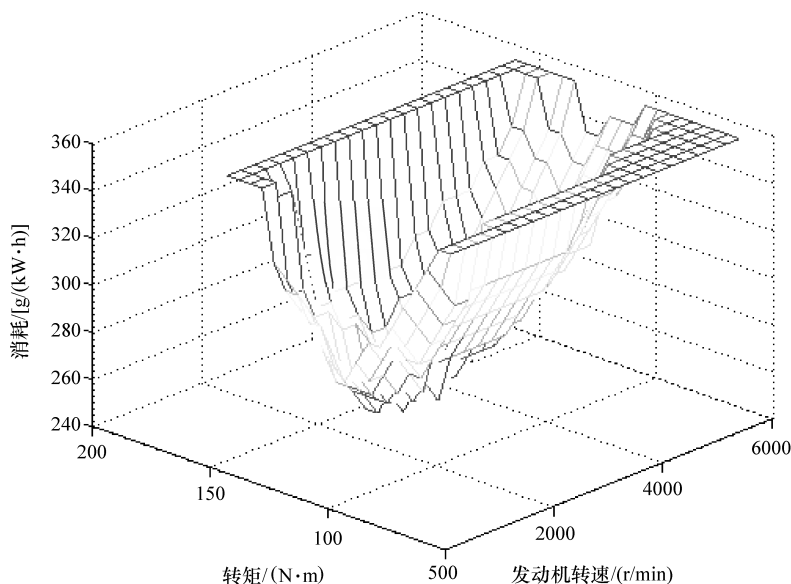


图 3-5　发动机万有特性曲面

车速可以标定为换档点的转矩和车速。

3.3　制定换档线所需的信息

为了制定最佳油耗换档线，发动机的万有特性曲线和变速器的速比信息等是必不可少的。

变速器输出轴转矩为 $T_{\text{out}} = k_x \times T_{\text{in}} \times \eta$

式中，k_x为变速器第 x 档的速比；T_{in}为变速器的输入轴转矩（N · m）；η 为该档的机械传动效率。

车速为

$$v = (n/k_x/k_0 \times 60) \times 2\pi r = 377n \times r/k_n/k_0$$

$$v = 0.377n \times r/k_x/k_0$$

式中，k_x为 x 档速比；k_0为主传动比；r 为车轮滚动半径（m）。所以发动机转速为

$$n = \frac{k_x k_0 v}{0.377r}$$

表 3-1 是某真实系统的一些相关参数。

表 3-1 实际参数

主传动比	最高车速	发动机最大转矩	车轮半径	机械传动效率
3.563	150km/h	180N·m	0.32m	0.97

发动机测试油耗的数据通常包括：节气门开度、发动机转速、发动机输出转矩等。通过这些数据可以计算功率、修正转矩、修正功率、油耗率等。由发动机转速、发动机输出转矩和油耗率可以绘出发动机万有特性。表 3-2 是某发动机的部分原始数据。

表 3-2 某发动机的部分原始数据

节气门开度(%)	台架转速/(r/min)	实测转矩/(N·m)	修正转矩/(N·m)	实测功率/kW	修正功率/kW	油耗率/[g/(kW·h)]	油耗/(kg/h)
1.22	798	10.7	10.6	0.9	0.9	769.07	0.7
1.59	800	16.6	16.6	1.4	1.4	577.55	0.8
2.35	800	32.5	32.2	2.7	2.7	406.86	1.1
3.17	800	48	47.6	4	4	339.82	1.4
4.13	800	64	63.5	5.4	5.3	310.54	1.7
5.18	800	80.7	79.9	6.8	6.7	295.86	2
6.89	800	96.5	95.7	8.1	8	305.81	2.5
1.27	1000	1	1	0.1	0.1	6382.11	0.7
2.02	1000	16	15.9	1.7	1.7	605.99	1
3.01	1000	31.8	31.5	3.3	3.3	410.91	1.4
4.03	1000	48.2	47.8	5.1	5	340.63	1.7
4.98	1000	64.2	63.6	6.7	6.7	308.83	2.1

从表 3-2 可以得出一个表示发动机转速、发动机输出转矩和油耗率之间关系的三维表。因为测试点不一定都能准确落在三维的网格上，所以要组成一个三维网格，必须对数据进行处理。建网的办法是插值，然后寻找最接近网格点的值。在插值方法中，最简单的是线性内差值（单阶）。借助 Matlab 的指令（如 meshgrid、interp2、contour 等）可以较快地得到万有特性曲线图（等油耗率），如图 3-6 所示。

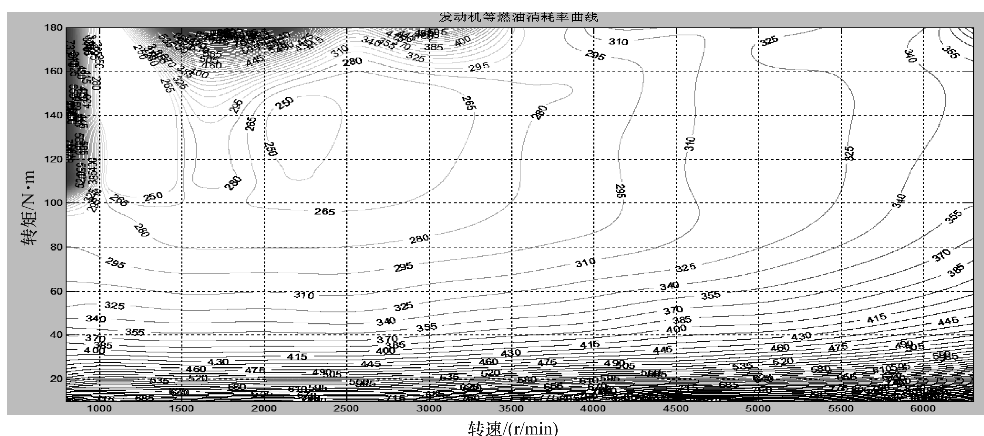


图 3-6　等油耗率曲线

3.4　最佳油耗仿真

根据给定发动机的油耗率曲线，可得出在固定变速器档位下不同发动机转速和转矩输出情况下的油耗率。通过仿真可得到所有档位下的油耗率，从而确定在任意工况下哪个档对应最低的油耗率。这也就确定了哪个档位是最佳油耗档位。

按照上述所讲的策略方案及相关的资料，在 Matlab/Simulink 建立仿真模型，仿真的核心模型框架如图 3-7 所示。在车辆的 CAN 总线上，能较易获得实时的发动机输出转矩和车速信息。在相同的发动机输出转矩和车速下，可以通过改变变速器档位来改变发动机的转速和输出转矩。为了得到所有工作状态下的油耗，仿真应尽可能覆盖整个工作面。对于本例，可设置行驶时的发动机输出转矩 T 的范围为 0 ~ 180N · m。考虑到车速很低时，发动机处于怠速，离合器处于半离合状态，所以仿真车速的范围可定为 10 ~ 140km/h。图 3-8 为仿真用的速度和转矩输入信号。其中，图 3-8 为发动机输出转矩，分为多个转矩台阶。在每个转矩台阶下，车辆从静止到最高速，就可以得到在该输出转矩下不同发动机转速对应的油耗率。转矩台阶分得越细，模拟越充分。当然其中有些部分是不适合一些档位的，例如在该车速下

发动机的转速太低或太高，在大转矩情况下车速不至于为零。对于这一部分数据须在结果中清除。

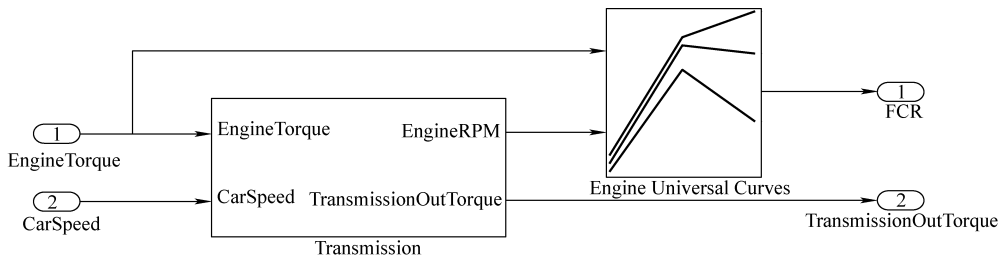


图 3-7　不同档位对应的油耗率的仿真核心模型框架

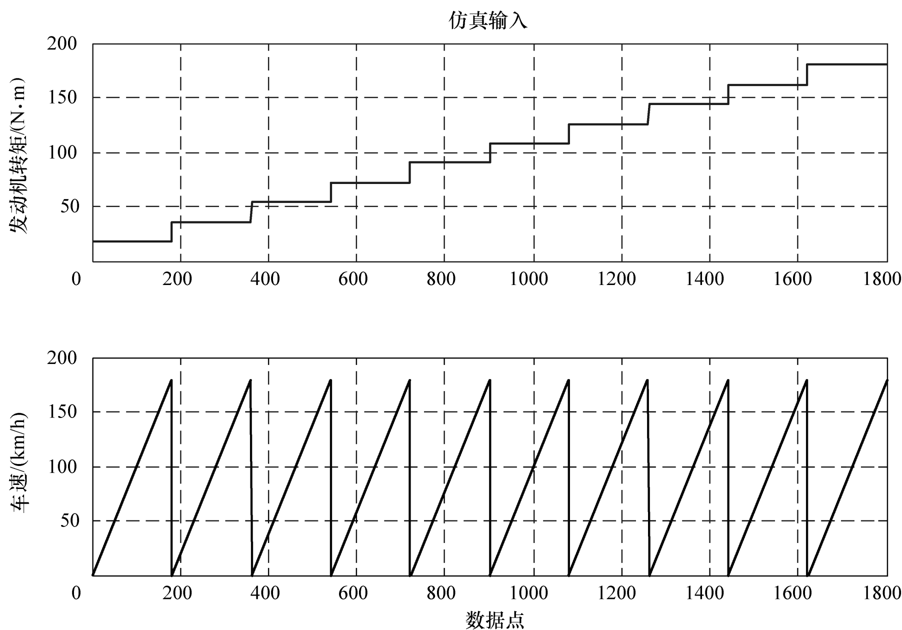


图 3-8　仿真输入速度和转矩信号

在电动车中，驱动电机在不同工作点的效率也不同。图 3-9 是某永磁同步电动机的效率图。从图 3-9 可以看出，在高效率区，该电动机的效率为 94%，而在低速和小转矩区，效率低于 80%。这两个区的效率相差 14% 以上。在发动机 + AMT 系统上选取最佳油耗档位采用上述原理选取最佳电耗档位，在电动机 + AMT 系统上可以通过电动机效率图谱选取最佳电耗档位。这在以后的章节中还会详谈。

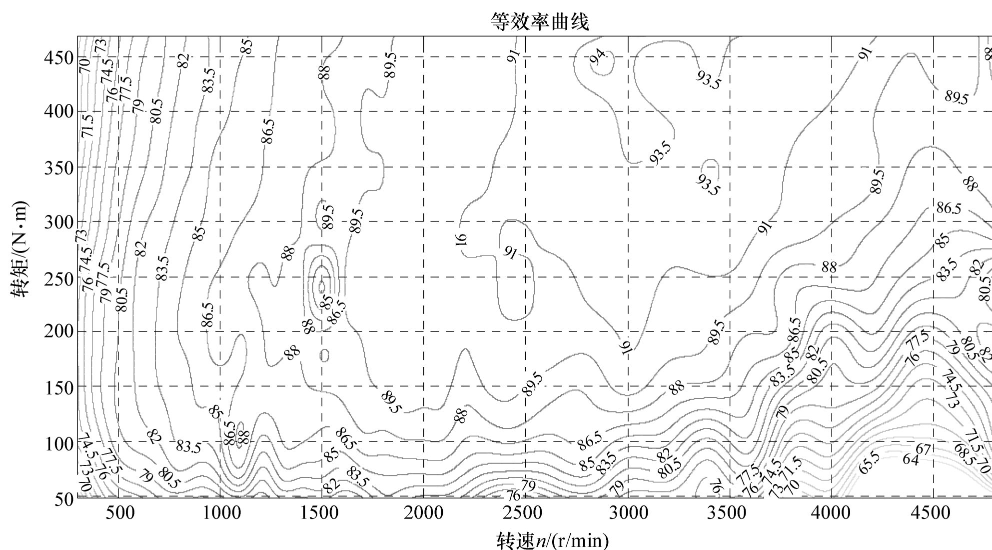


图 3-9　电动机效率图

3.5　最佳油耗换档点的选取

如前所述，根据发动机万有特性得到的油耗率来进行换档点的选取。以车速和发动机输出转矩为输入数据，用仿真的方式同时使用所有的档位来反推发动机对应的不同档位下的不同耗油率，当然最低油耗的档位就是最经济的档位。

例如：在发动机输出转矩恒定为 90N · m 时，假设用 1 档使车速在 10 ~ 140km/h 变化，那么可以得到在 1 档情况下，输出转矩恒定为 90N · m，不同车速对应的油耗率。对于一个 5 档 AMT，用同样的方法可以得到所有档位对应的油耗率，如图 3-10 所示。

从图 3-10 可以看出，在 90N · m 负载条件下，当车速逐渐升高时，油耗先降低然后迅速升高。如果以上数据是准确的，那么在车速低于 26km/h 时，1 档油耗最低，即从油耗的角度来讲，1 档是最佳档位；车速为 26 ~ 36km/h 时，1 档的油耗率高于 2 档的油耗率，因此，2 档变为最佳档位；车速为 36 ~ 47km/h 时，3 档变为最佳档位；车速为 47 ~ 60km/h 时，4 档变为

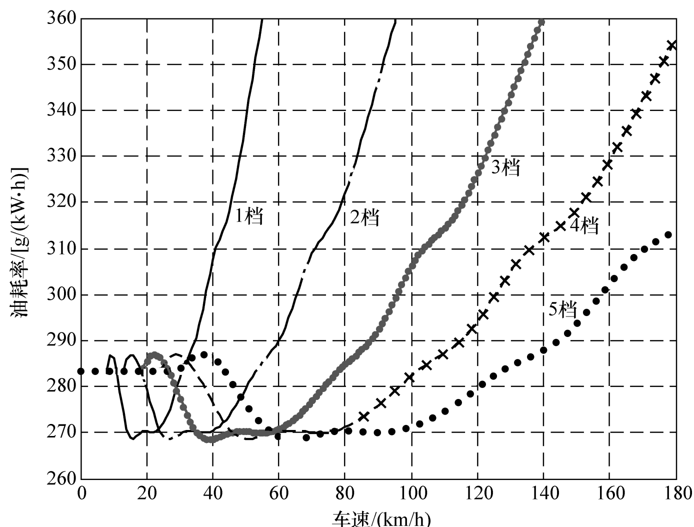


图 3-10　发动机转矩为 90N · m 时不同档位对应的油耗率

最佳档位；当车速高于 60km/h 时，5 档油耗率最低而变为最佳档位。这就决定了按最佳油耗来选取的最佳换档点。其实对于这个实例，在车速为 60km/h 时，3 档、4 档和 5 档的油耗率比较接近。

对应在发动机的转速和所确定在 90N · m 情况下连续升档时的换档点如图 3-11 所示。

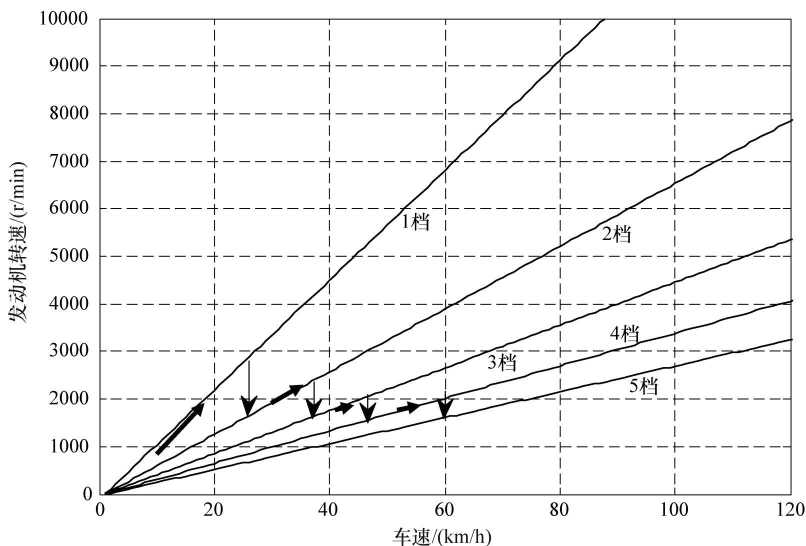


图 3-11　发动机转速换档变化示意图

从图 3-11 可以看出，最佳换档点基本上是使发动机工作在 2000r/min 上下的最佳油耗区。当然，随着档位的升高，即使发动机的输出转矩不变，但变速器的输出转矩越来越小，如图 3-12 所示。

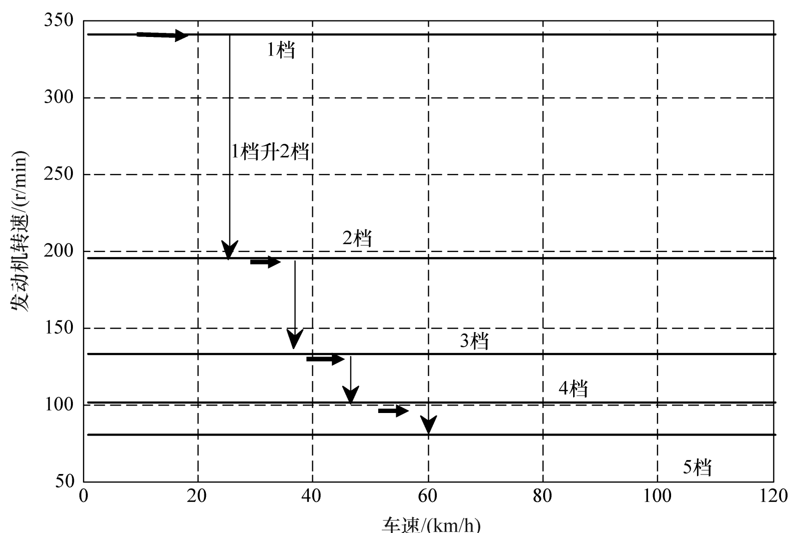


图 3-12　换档时变速器输出转矩变化示意图

用同样的方法可得到其他转矩对应的油耗率曲线，从而可以确定其他转矩时的最佳档位。

需要注意的是，换档时变速器输出转矩的突然变化会给车辆动力链带来冲击。这个问题会在第 4 章再详细讨论。

3.6　最佳动力性档位确定法

上面说的是根据发动机油耗率来选择最佳档位。实际上，档位选择时需要考虑的因素是多方面的。

最佳动力性换档规律是指充分利用发动机的牵引性能，使车辆的加速性能最优。当运行在动力模式的时候，TCU 将较少考虑发动机的燃油经济性，而多考虑车辆的加速性能。因此，在这种工况下，车辆的动力性较好，但油

耗会高些。

在同样的节气门开度下，1 档加速最快，最高档加速最慢。在动力模式下要尽量快地加速，即必须尽可能用低档。低档时可以使发动机的速度升得很快，这样输出功率也很高。最佳动力性换档规律的计算是依据车辆牵引力曲线求得的。由车辆在不同档位下、不同节气门开度时的牵引力特性曲线，取同一节气门开度下相邻两档的牵引力曲线的交点为最佳动力性换档点。如不存在交点，则取低档下发动机转速最高时的工况点为换档点。在节气门开度到达最大值时（WOT）时，升档点可能移到接近发动机最大允许转速时才进行升档。

在动力模式下，当节气门开度急速到达 WOT 时，说明驾驶人要求最大的驱动转矩，此时要减档提高变速器输出转矩（kick down）。减档可分为降 1 档、2 档、3 档甚至更多档来满足驾驶人的动力要求。一次降的档数越多，通过变速器的传动比减速升矩得到的输出转矩的变化就越大，但同时发动机的转速也上升得越高。降档数的极限就是不能让发动机在降档后超过发动机的允许转速。当然在超高速段，发动机本身的输出转矩可能会下降，也有的发动机在超高速段功率也会下降，所以发动机转速不一定要到达转速红线(危险区)，要根据发动机的外特性曲线确定。其次，降档时输入轴要快速增速，以跟随输出轴上齿套的速度。发动机和变速器输入轴这两者的增速都需要时间，尤其是离合器分离后输入轴的增速是依靠同步器的摩擦力传递转矩完成的，快速同步会对同步器提出很高的要求，慢速同步虽有益于同步器，但换档时输入轴增速期间的变速器的输出动力是被中断了的，所以这个时间的延长降低了加速性。因此，降档数多并非一定好，应对这几个方面进行综合考虑。关于同步器的基本知识会在第 4 章中介绍。

如果能在不分离离合器的情况下调节发动机输出转矩为零后摘档，那么摘档后再通过发动机调高输入轴速度去配合新档位下的输出轴转速就比较迅速。如果再能直接挂档，那就实现了无离合器的换档方式。这种方法在不配备离合器的电动车变速器控制中使用比较普遍。在传统动力系统中通过发动机来准确调速有一定难度，因为调速不准确的话，可能会导致换档不平顺，有冲击感。当然，在动力模式下，用户承受冲击的强度会更大些。无离合器

换档的细节问题详见第 4 章。

上坡时不用高档位是为了保证车辆的动力性能，而下坡时是为了保证发动机有足够的减速功能以求安全。同时为了防止上坡时循环换档、下坡换档时发动机制动功能消失和保证车辆安全，要把降档点向低速方向推迟。上下坡的换档修正因子用来实现降档的推迟。在转弯时需要减速，但又不希望降档，因为转弯后自然会增速，否则降档后又要升档而造成频繁换档问题。但在没有转向角度传感器或车轮速度信号的情况下，转弯换档控制就不好实现。

在自动巡航时，也要发挥动力模式的作用。如在高速巡航的情况下遇到大坡，速度可能就上不去而无法维持巡航速度。如果驾驶人选择动力模式，那么说明他并不计较油耗而重视驾驶的动力性，所以在动力模式下，要尽量满足驾驶人的动力需求进行降档以提高发动机输出功率来维持车速。当然车辆的爬坡能力也取决于发动机的输出功率极限，如果发动机没有动力了，那 AMT 也没有办法了，只好任其减速。具体策略在 15.2 节中讨论。

为了真正地满足驾驶人在动力模式下的动力要求，除了修改换档线外，还要从如下几个方面去实施：

① 起步快速（要防止发动机速降加大甚至抖动和熄火）。

② 放松加速踏板滤波限制，提高加速踏板响应速度。

③ 换档时开、关合离合器允许快速和一定的冲击（不同系数）。

④ 可增加同步力，缩短同步时间。

⑤ 换档时的降低转矩（简称降扭）和恢复转矩（简称回扭）需快速进行，允许有推背感和点头/仰头现象。

⑥ KD 降档数可以更多些，如一次连降 3 个档位。

图 3-13 是某车辆在经济模式下从静止加速到 100km/h 的速度曲线。这个车辆从静止加速到 100km/h 的时间很长。从图 3-13 中可看出各档的加速斜率，其中 1 档加速斜率最大，5 档斜率最小。如果在动力模式下采用到达最高发动机转速后才升档的方法，那么一般在升到 3 档时就可到达 100km/h 的速度，这样就可以大大缩短加速时间。

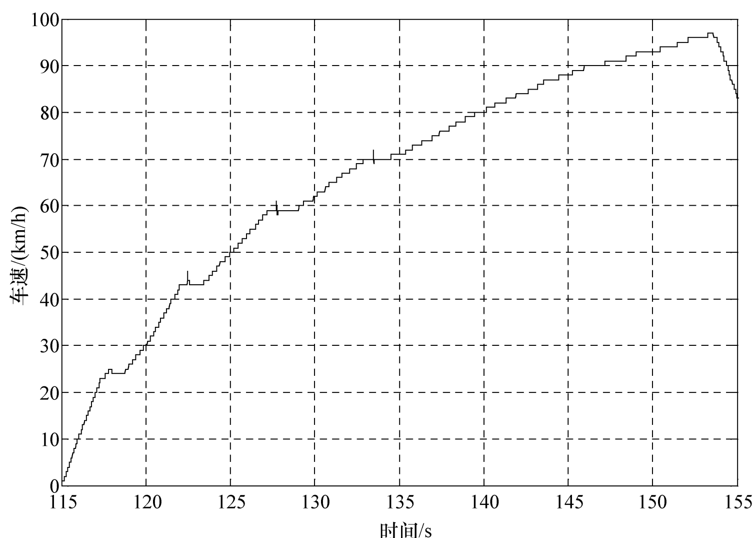


图 3-13　车辆从静止加速到 100km/h 的速度曲线

3.7　上坡识别和上坡换档

这里要讨论的不是上下坡起步，而是在坡道上行驶时换档的情况。当车辆从平路转为爬坡时，由于行驶阻力增大，在同样的节气门开度下，车辆加速度会下降。如果速度下降并且采用平常的换档线，则 AMT 会根据换档线自动降档。但当变速器降档后，输出转矩加大，车辆又会加速，这样 AMT 会根据换档线自动升档。这样就出现前面说到的降档→升档→降档的换档循环。其实这种情况在有大的迎面风和行驶在阻力很大的路面时也会出现。为了避免上坡无力和循环换档的问题，在上坡时，应选用针对该工况设计的“上坡”行驶模式。在“上坡”行驶模式下，车辆会比较“固执”地行驶在低档位而不轻易换档。

如何让 TCU 知道目前行驶的是平路还是上坡路呢？通常有两种方法来检测：用传感器检测和通过软件计算。利用传感器直接探测坡度大小，通常称为坡度传感器或倾角传感器。用坡度传感器检测路面坡度很直接，但较

贵，而且大多数坡度传感器在颠簸抖动的车体上不容易快速输出可靠的坡度信息。通过软件对坡道进行自动识别是另一种方法。

TCU 软件通过对汽车发动机输出转矩和行驶加速度的比较可以实现对路面坡度的自动检测。发动机输出转矩可等效到变速器的输出轴，它主要取决于发动机的节气门开度（汽油机）或喷油量（柴油机）、点火角、EGR 开度、温度、海拔、电负荷（如空调）、气缸磨损程度、所耦合的档位和离合器的接合程度等。对于发动机控制器开放通信的系统，可通过 CAN 总线直接得到发动机的输出转矩。对于不能通信的系统，可估算发动机的输出转矩的大小，为了简化运算，计算时忽略所有变量，只留下可容易测量的节气门开度、发动机转速、离合器接合程度和车速。这里有一个假设：对应一个节气门开度有一个固定的发动机输出转矩：$T_e = f_1(\alpha)$。其中 α 为节气门开度。另外还假设了离合器可传递的转矩是离合器接合距离的函数

$$T = f_2(l)$$

式中，l 为离合器接合位置。这个概念很重要，在以后的章节里还要仔细讨论。这里 l 大时意味着离合器分离，l 小时意味接合，如图 3-14 所示。

开始接触滑摩点（简称接触滑摩点）的定义：当离合器慢慢接合到该点时，离合器可以传递足够的转矩带动空档下的变速器输入轴（已脱档）开始旋转。对于一个固定的离合器，这一点是比较固定的。

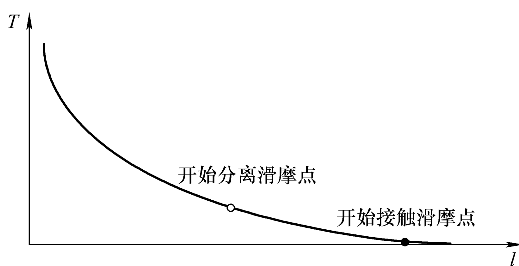


图 3-14　离合器位置和离合器传递最大转矩的关系

开始分离滑摩点（简称分离滑摩点）的定义：当离合器慢慢分离到该点时，离合器不能传递所有的转矩而开始打滑，即进入滑摩区。接触滑摩点到分离滑摩点之间的区域就是滑摩区。对于一个固定的输入转矩，这点也是比较固定的，但不同的输入转矩可能就有不同的分离滑摩点。转矩越大，滑摩区越大，转矩就越小，那么滑摩区就越小。在小转矩条件下，接触滑摩点和分离滑摩点非常接近。

行驶阻力的大小则取决于更多因素，如车速、路面、轮胎磨损、轮胎压

力、迎风面积、风力、传动链阻力、车重和路面坡度等。为了简单起见，可将这些力归集为三种：滚动摩擦阻力（Rolling Resistance）、空气阻力（Aerodynamic Drag）和路面斜坡重力。其中滚动摩擦阻力和车重成正比但和速度关系很小，而空气阻力与车速的平方成正比，斜坡重力的大小取决于车重和路面坡度。

$$f_R = f_r \times W + 0.5 \times \rho v^2 \times C_D \times A + W \times \sin\theta$$

式中，f_r为滚动阻力系数；W 为车重；ρ 为空气密度；v 为车速；C_D为空气阻力系数；A 为车辆迎风面积；θ 为路面与水平线夹角。由上式可见，行驶阻力f_R 是坡道角 θ 的函数，并可简化为

$$f_R = k_0 W + k_1 v^2 + W\sin\theta$$

作用到车体的力 F 为

$$F = f_{engine} - f_R = ma = \frac{Wa}{g}$$

式中，f_{engine}是发动机驱动力；f_R为行驶阻力；a 为车辆加速度。发动机的力可以通过发动机控制器得到，加速度可以根据车速信号求出。假设空气阻力不变，则可以估算出行驶阻力的大小，从而可以定量地估算出坡度的大小。

$$f_{engine} - (k_0 W + k_1 v^2 + W\sin\theta) = \frac{Wa}{g}$$

$$\sin\theta = \frac{(F_{engine} - k_1 v^2)}{W} - \frac{a}{g} - k_0$$

其基本概念就是在平路上（$\theta = 0$）和在所有车速下确定 k_0和 k_1的值（标定），然后计算平路上应有的理想加速度和实际测量出来的加速度之差来确定坡度的大小。如果实际加速度低于理论平路加速度，则可能是在上坡、有迎面大风或路面阻力超常，这都要防止循环换档。图 3-15 为一组巡航测试时上下坡的真实数据。在 $t = 35$s 时，巡航开始下坡，为了维持车速，节气门自动减小；在 $t = 25$s 时上坡，为了维持车速，节气门自动加大。节气门加大与减小的量与坡度的大小成一定比例。

另外，根据车辆行驶时的车速、加速度和驾驶人控制的加速踏板位置进行逻辑推理，也可粗略判断行驶阻力的大小，即模糊控制方法。

根据驾驶人的经验，可得三条推理规则：

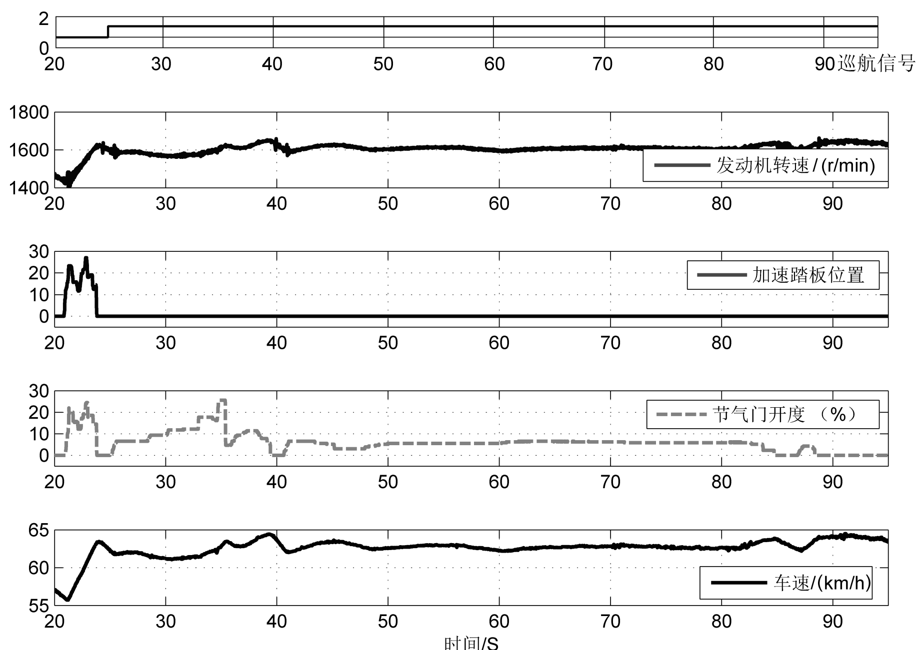


图 3-15　巡航数据曲线

① 如果其他情况不变而只有车速降低，则表明行驶阻力增加。

② 如果其他情况不变而节气门开度必须增大来维持车速，则表明行驶阻力增加。

③ 如果其他情况不变而加速度降低，则表明行驶阻力增加。

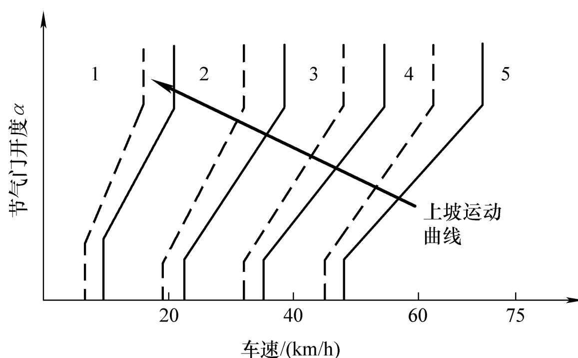


图 3-16　上坡运动曲线示意图

通过车速 v、节气门开度、加速度也可推算行驶阻力 f 的大小，如果行驶阻力 f 高于规定值 f_1，则说明在上坡，可起用上坡行驶模式。如图 3-16 所示，忽略延时，如节气门开度变化率大于等于零，而车速变化率小于零，就很有可能为上坡的开始或下坡后的平路的开始。

在上坡换档模式下，应提高低档的使用范围或禁用高档，使发动机工作在转速较高、输出转矩较大的区域，以保证车辆能产生较大的功率来克服较大的行驶阻力，同时通过增大换档延迟避免换档循环。

要减少上坡换档的另一个理由是，防止换档时间过长甚至失败而导致倒溜。

3.8　下坡识别和下坡换档

松开离合器踏板后，发动机和车轮之间是断开的，这时如果没有制动，车辆会自由滑行。如果是下坡，车辆就会自由加速，许多驾驶人为了省油而在下坡时有意放空档让车辆滑行，这是非常危险的。当换档时间较长时或有故障不能挂档时，下坡也很危险，这时只有靠驾驶人踩制动踏板来减速，因此下大坡时也要尽量避免换档。下坡运动曲线示意图如图 3-17 所示。

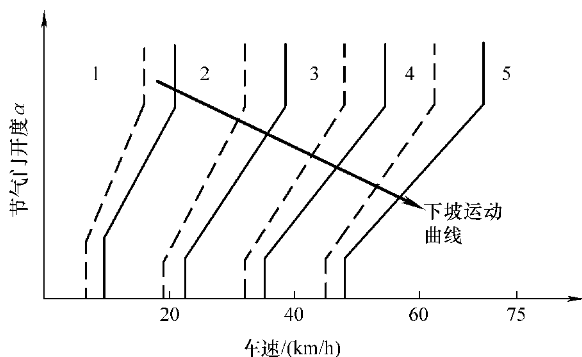


图 3-17　下坡运动曲线示意图

虽然下坡也可以像上坡一样，按数学推导计算出下坡的坡度，也可按照模糊推理的方法识别去进行模糊控制。考虑到下坡的特征比较明显，我们使用简单的判断就可以得知下坡及其坡度。车辆下坡时，当驾驶人完全松开加速踏板后，车辆加速度一般会为正值，控制器根据这些参数值可以识别出车辆处于下坡行驶状态，且依据加速度的大小就可以得知坡度。在下坡时，驾驶人往往完全松开加速踏板，但松开加速踏板也可能会导致自动升档，这样会减弱发动机制动效果，因此在下坡时应避免升档。虽然降低档位可以提高

发动机制动效果，但是在换档过程中要分离离合器，使发动机制动完全消失，而程序也无法保证换档期间驾驶人一定会踏下制动踏板。所以检测到下坡时，如果车速不是很低，也可以不降档。如果下坡车辆加速，则驾驶人可以踩制动踏板，靠制动摩擦片来制动减速，也可利用降档来增强发动机制动的作用，ECU 还可关闭节气门，增加“呼吸”阻力，使制动更为有效。利用发动机进行制动和驾驶人踩制动踏板制动，使车辆平稳下坡，从而增加了舒适性，也减轻了制动器的负荷。

对于电动车或混合动力车，可以在下坡需要制动限速时实施再生制动，进行能量回收。

3.9　转弯识别和转弯时换档

在有转向盘转角传感器或车轮速度传感器的情况下，弯道处理比较容易。最容易判别弯道的方法是通过读取转向盘的转角大小确定，若 MCU 连续观察到转向盘转角超过一定值，则认为车辆进入弯道。在有四轮转速信号的情况下，TCU 根据车轮不打滑时左右车轮的转速差确定车子是否转弯，但要避免车轮打滑时产生误判。

车辆在弯道下要克服频繁换档的现象，其表现为：进入弯道时常需要降低车辆速度和降低发动机输出转矩，从而导致档位降低；当驶出弯道后，驾驶人要恢复车速，又导致档位升高，这样的频繁降档和升档必然造成乘员的不适。所以，当 MCU 检测到车辆进入弯道时，应加高换档门槛。也有一种特殊情况，如连续长距离拐弯（盘旋上山或下山），这时还是要允许换档，只是要提高换档的门槛。

在一些情况下，AMT 控制系统对所选取的档位还要进行修正，以满足驾驶人的特殊要求。后面将单独讨论这个问题。

3.10　问题思考

① 以上讨论的最佳档位决策都是基于车辆的现行状况来决定，如何根

据即将发生的情况提前确定和挂入最佳档位?

② 如何平衡循环换档和最佳档位的关系?

③ 如何确定电动车的最佳档位?

④ 为什么变速器档位越多,发动机的油耗越低?

⑤ CVT 是无级变速,但为什么目前有些 CVT 车的整体油耗却比 AMT 车的油耗高?

⑥ 为什么一般来讲 AMT 会比 MT 更省油?

⑦ 只根据车速决定档位有什么缺点?

⑧ 为什么三参数选档法比二参数选档法更好?

第4章 换档控制

无论是手动换档模式还是自动换档模式，在目标档位确定之后，如目标档位和现有实际档位不一致时，最终要执行换档。

对于MT，换档时发动机转速由于负载的切换而变化很大，车辆的加速度变化也很大。图4-1是一个实测的有经验的驾驶人从1档换到2档时的车辆加速度和发动机转速的变化数据曲线。从图4-1可以看出换档时间约为1.3s。

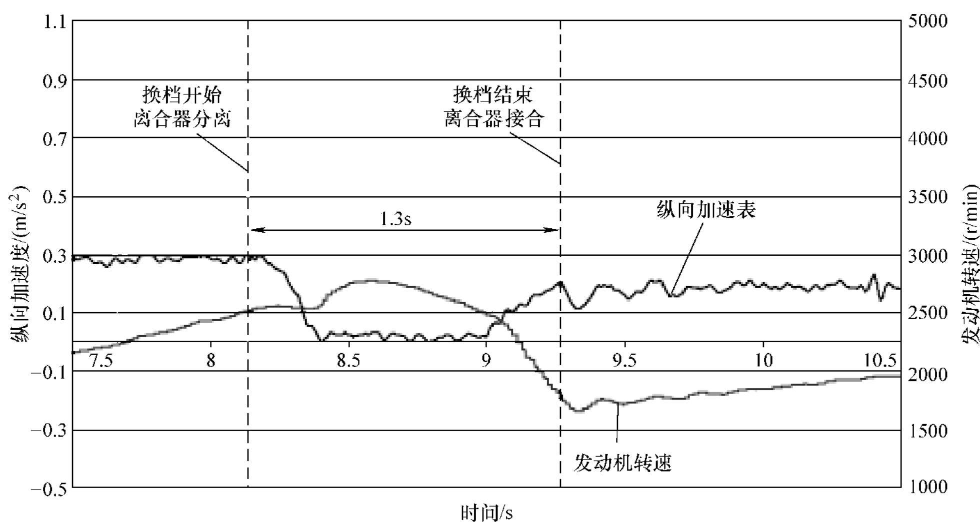


图4-1 手动换档时车辆加速度和发动机转速的关系

手动变速器的换档是由驾驶人主动换档，驾驶人对车辆的动力中断有思想准备，因为是他本人松开了加速踏板踩了离合器踏板，在他挂好档后会一边松离合器一边踩下加速踏板，车辆的运动和驾驶人的动作是相配合的，换档时间取决于驾驶人的操作时间。无论换档时车子抖不抖，驾驶人知道是他自己造成的，也许车上的其他乘客会抱怨，但驾驶人本身一般不会抱怨自己。而AMT的情况不同，换档是车辆自动完成的，如果有突如其来的动力中断，会使驾驶人感到不自然，尽管车上的其他乘客不一定能感觉到动力中

断，但驾驶人一般能感觉到动力中断和因为动力中断而引起的加速度的变化，甚至车头会出现微量的俯仰波动、冲击，所以驾驶人会抱怨 AMT。另外，对于手动变速器，驾驶人在不着急的情况下，可以慢慢换档。在着急的时候，他可以快点换档。在快速换档的时候，他可以接受冲击，但是 AMT 就难以知道驾驶人什么时候着急，什么时候不着急，只是根据程序自动换档。在没有其他输入选择的情况下，AMT 还不能根据个人的喜好进行控制，AMT 常常采用比较一致的方式换档，所以就难以满足所有人的要求。但是智能化的 AMT 系统应该朝这个方向靠拢。总之，AMT 的换档要求必须比 MT 的换档要求高很多。

大部分手动变速器有中间轴。图 4-2 所示为有中间轴的手动变速器齿轮的结构。变速器的输入轴通常通过离合器连接到发动机，输入轴常被称为一轴。当离合器分离和变速器处于空档时，输入轴只与离合器从动盘及中间轴上各档的输入齿轮连接成一体和可以自由旋转。这个整体的转动惯量取决于整体的质量和等效旋转半径。挂上档后，输出齿轮和输出轴连接，输出轴跟随输入轴旋转而带动车轮。当离合器接合时，这个整体和发动机一起旋转。图 4-2 所示为一个变速器原理示意图，图中圈内数字和字母为档位数。

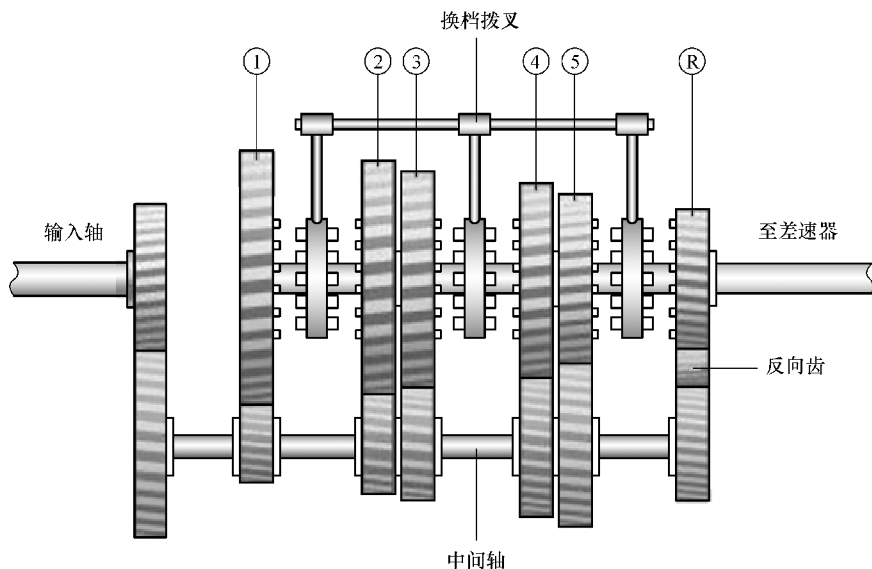


图 4-2　变速器原理示意图

无论是 AMT 的自动换档模式还是手动换档模式，TCU 在收到外部换档指令或本身决定换档时，TCU 就协调变速器、离合器和发动机完成换档工作。因为 AMT 换档时须断开动力源或使动力源输出零转矩，所以换档时间越短，车辆的加速性就越好。但是换档时间太短，可能会产生换档冲击等不受人们欢迎的现象，即换档品质可能太差而不能被使用者接受。因此，换档品质问题是在 AMT 系统设计和标定中重点考虑的一个问题。

4.1　换档品质

高品质的换档表现：换档时平滑、快捷、无噪声，对器件造成的磨损程度低于允许值。AT 之所以得到广泛应用就是因为它能满足上述四项要求。AMT 作为自动变速器，人们肯定要与 AT 进行比较，故 AMT 的换档品质控制有重要意义。要换档时平滑，就是希望换档过程平稳而无冲击。什么是冲击？换档冲击是一个含糊的使换档不舒适的统称。冲击感可以包括如下几个方面：

冲击 = 顿挫 = 点头 + 仰头 + 抖动 + 推背 + 失力

点头和仰头：就是在换档期间造成车内乘员先点头后仰头的人身俯仰现象。这就像车辆行驶中突然制动使乘员点头或突然急起步造成乘员仰头一样，使人感到很不舒服。换档时一定要消除分离离合器时发动机急剧减矩造成加速度剧减而导致的点头现象。在挂好档后接合离合器阶段，以及在接合离合器后逐渐恢复驱动力时的增矩会造成乘员仰头。点头和仰头与车身悬架系统的特性有关，在不能改善车辆悬架的情况下，为抑制点头和仰头，降低减矩的速度很有效，但这无疑会延长等效动力中断时间。

抖动：在分离离合器和接合离合器阶段，尤其是接合离合器阶段，会由于动力链驱动转矩的剧烈变化而导致动力链振荡。这种振荡会传递到车身和乘员身上而带来不适。动力链的抖动和车辆本身动力链的机械特性有非常紧密的关系。在不能改善动力链特性的情况下，为了抑制抖动，降低分离离合器尤其是降低接合离合器的速度是有效办法，但通常也会延长等效动力中断的时间。

另外，在同步期间，输入轴的能量增减随同步器向输入轴输出的能量大小变化的。如果输入轴的等效惯量比较大，同步比较急，那么就可能会影响输出轴的运转平滑性。

推背感：在接合离合器的过程中或接合完离合器后很快增加驱动转矩，或在发动机转速远高于理想转速时就快速接合离合器，那么驱动转矩陡增就会出现车子座椅猛推乘员背部向前。这对燃油经济性、排放、机械耐久性和舒适性都有不利影响，有些人接受不了。为抑制推背感，就应该调节发动机的转速，使变速器的主动盘和从动盘的转速接近一致，减慢离合器接合的速度和减慢增矩的速度，当然这都会延长等效动力中断的时间。但在动力模式下，驾驶人可能希望有推背感，这样会感觉车子有力和反应快。

失去动力：等效动力中断时间 = 部分离合器分离 + 摘档 + 选档 + 同步 + 挂档 + 部分接合离合器的时间。在离合器分离到滑摩点之后和离合器接合到滑摩点之后，离合器可以传递部分或全部转矩，但是发动机的输出转矩已经减少，所以这部分时间虽没有完全动力中断，但可等效于部分时间动力中断。在摘档 + 选档 + 同步 + 挂档期间，动力完全无法传递，所以是绝对动力中断时间。如果动力中断时间长，就会出现换档时车辆停顿和失去动力的感觉，车辆加速性就很差。尤其在加速过程中和上坡行驶过程中，失去动力的感觉更明显。

因为动力传动系统大多为转动惯量系统，换档过程远非瞬时可以完成，所以对于有级变速器，其传动比的变化对于动力链会有不同程度的影响。在冲击严重时，不仅车上的人不能忍受，还将大大增加传动系统的动载荷，危及机械机构的寿命安全。AMT 系统对平顺性的具体要求是：至少在经济模式下的换档过程中车速和发动机转速变化平顺，不出现过高的瞬时加速度或减速度，不会引起车身俯仰的起伏，使乘客无不舒服感并降低动力传动系统零部件中的动载荷。

从换档过程所产生的冲击对人体的作用看，主要表现在对头部和颈部的动力学作用和影响，因此应选择合适的纵向加速度为宜。平顺性的客观评价指标为冲击度（J）的大小：

$$J = \mathrm{d}a/\mathrm{d}t = \mathrm{d}^2 v/\mathrm{d}^2 t$$

式中，a 为车辆纵向加速度；v 为车辆纵向车速。显然，J 越小，汽车越平稳。一般推荐 $|J| < 10\mathrm{m/s^3}$。理想情况是在换档过程中 $J=0$，即在换档的整个过程之中加速度 a 为常数。在 4.3 节中会讨论在换档过程中有可能使 a 剧变的冲击源。实际上，在换档后 a 会在新的转矩下发生改变。

另外，减少离合器摩擦片（又叫从动盘）热负荷，能提高离合器的工作可靠性和耐用性，这是十分重要的。由于 AMT 常常是通过离合器接合和分离的协助来实现换档的，换档频繁对离合器的工作可靠性和使用寿命提出了很高的要求。尽可能减少离合器在换档过程中的摩擦，也是换档品质控制的目的之一。做到无离合器换档是比较理想的。

减少传动系动载荷，能增加零件的使用寿命。加快换档过程能减少动力中断的时间但又会恶化换档品质，所以换档品质的问题通常就是如何解决好既要减少或消除冲击和又要缩短换档时间的矛盾关系。下面先来看看换档时间的定义。

4.2 换档时间

正如前面所述，换档过程包括了调节驱动动力源转矩、分离离合器、摘档、控制拨叉、同步、挂档、接合离合器、恢复动力源转矩。但对于换档时间的定义，各家有所不同。

有的研究者将绝对动力中断时间作为换档时间。绝对动力中断时间就是从摘档开始到挂上档为止，在该段时间里驱动动力源不向车轮传递任何转矩。这种计算方法的优点是突出了换档机械结构的动作速度，缺点是在摘档之前离合器可能已经在分离中，挂档后离合器可能还在接合中，这期间没有正常的动力传递，但这个时间没有被包括进去，所以误差很大。有的研究者将换档时间定义为从分离离合器到分离滑摩点开始到接合离合器到接触滑摩点结束，在这个区间里，发动机不向车轮提供任何转矩。这种定义的优点是突出了汽车在换档过程中完全失去动力的真正时间长度，而忽略了离合器从开始分离到分离滑摩点和从接触滑摩点继续接合到全接合的过程中，离合器的输出转矩通常小于驾驶人需求的转矩的影响。后者虽比前者准确些，但还

是不够准确。所以有的研究者将降低转矩和恢复转矩的非正常转矩驱动过程折算成等效动力中断时间，将换档过程中减少了的转矩积分起来就知道相当于多少时间完全没有转矩输出，将这个时间加到绝对动力中断时间中一起考评。这种定义的优点是准确地描述了换档对加速性的所有影响，缺点是计算麻烦。有的研究者将从离合器开始分离到离合器完全接合的整个区间作为换档时间，而不考虑转矩的变化所带来的影响。有的研究者将从降矩开始到完全恢复转矩的整个区间作为换档时间。后两者计算得出的换档时间当然会比前面的计算方法得出的结果长。这两个方法降低了绝对动力中断时间在换档影响方面的比重。所以，单论换档时间的长短来评估 AMT 系统会得出不正确的结论，而应分析计算方法和换档性能的好坏。

以下是一些厂家标注的 AMT 换档时间，但对其换档时间的准确定义不清楚，所以只作参考：

宝马 SMG II（M3 E46）：80ms

法拉利 F1（Maserati 4200GT）：80ms

法拉利 F1（Enzo）：150ms

法拉利 F1（575M）：220ms

宝马 SMG（M3 E36）：220ms

阿斯顿·马丁 Vanquish：250ms

阿尔法 Selespeed（156 Selespeed）旧款：700ms

为了清楚地描述整个换档过程，可按换档的几个步骤分别计算时间并进行比较，这样比较合理和有意义。图 4-3 所示为一组在某 AMT 车上实测的统计数据。它将测试中所有换档过程按前述的 6 个步骤单独进行归类统计，即：

① 分离离合器时间统计。

② 摘档时间统计。

③ 选档时间统计。

④ 同步时间统计。

⑤ 挂档时间统计。

⑥ 接合离合器时间统计。

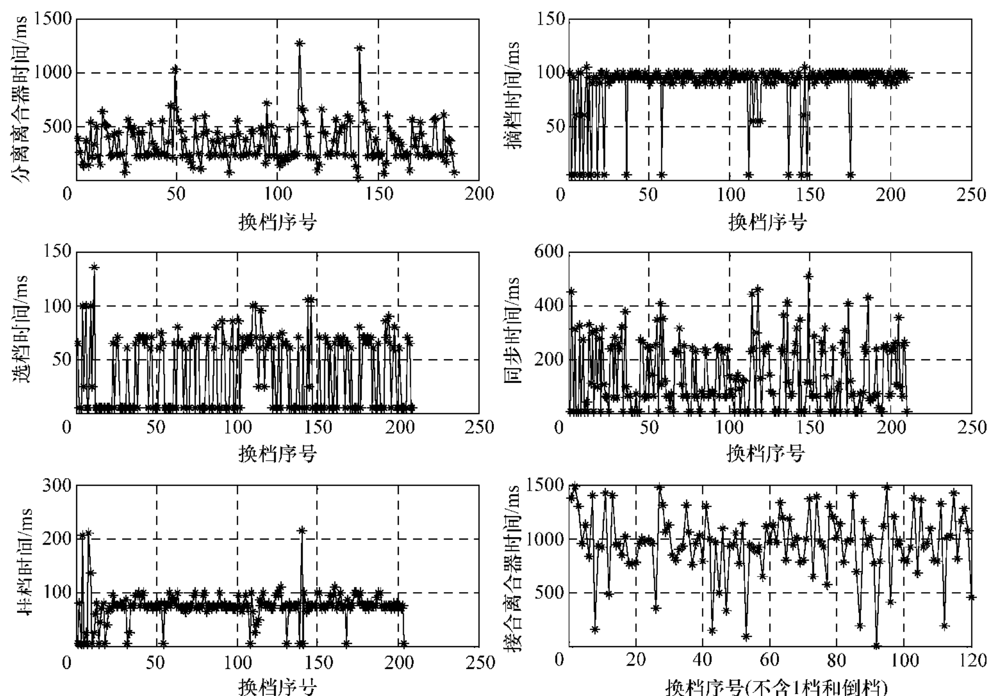


图4-3　换档时间分类和统计（数据采样周期为5ms）

① 从这个试验数据里可以看到，离合器分离时间较多的是250～500ms。只有3个特殊值，超过1秒，有些分离时间很短，是因为在换档前，离合器没有完全接合。

② 摘档时间比较一致，均为100ms左右，但个别为5ms，这意味着无需摘档，如从空档挂到倒档或挂到1档。

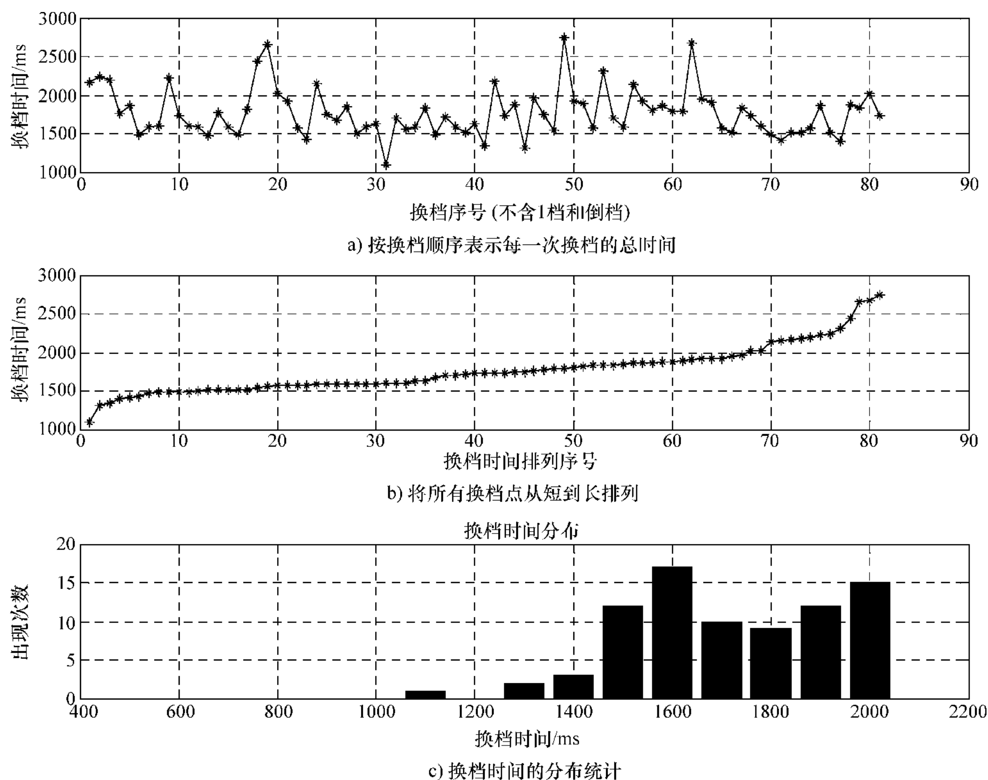
③ 选档时间比较一致地为70ms上下，但个别为5ms，这意味着无需选档，即用同一个拨叉换档。

④ 同步时间变化较大，比较多的为70～230ms，但个别为5ms，这说明即时同步。

⑤ 挂档时间一致性较好，大多数在70ms上下，但个别为5ms，这意味着无挂档时间，是挂到空档。

⑥ 接合离合器时间变化较大，大多为1s上下，但个别为1.5s。但只有一个为5ms，这不是正常换档点。

如将各次换档中以上 6 个动作的时间都累加起来，即从开始分离离合器到离合器完全接合结束作为换档时间，那么图 4-3 中数据的换档时间统计如图 4-4 所示。



a) 按换档顺序表示每一次换档的总时间

b) 将所有换档点从短到长排列

c) 换档时间的分布统计

图 4-4　换档时间统计

从图 4-4 可以看出，在这个换档测试中，大部分换档时间在 1.5 ~2s，有 3 次换档超过 2.5s。在所分析的几个步骤当中，分离离合器和接合离合器所花的时间最长。而分离离合器和接合离合器的时间长短主要取决于汽车对转矩变化的承受能力。一些车架悬架较好、发动机转矩输入/输出特性标定较好的汽车对驱动链转矩的变化承受能力较强，可以缩短离合器的分离和接合时间而不影响驾驶的舒适性。对于节气门较快打开/闭合都容易引起车辆抖动的车辆，必须放慢改变转矩的速度。

除了分离离合器和接合离合器的时间以外，花时间较长的就是同步时

间。同步时间取决于输入轴和输出轴的转速、转速差、输入轴的等效质量和同步器的品质。转速越高，速差越大，输入轴所需要消耗或获得的动能也就越大。输入轴需消耗或获得的能量为

$$E = 1/2m({v_1}^2 - {v_0}^2)$$

式中，v_0和v_1分别为输入轴同步前和同步后的速度；m 为输入轴的等效质量。在升档时，$v_1 < v_0$，输入轴要减速，这时需要将输入轴的动能消耗一些。相反，在降档时，$v_1 > v_0$，输入轴要增速，这时需要将输入轴的动能提高一些。这些能量的消耗和增加都是通过同步器和输出轴摩擦耦合交换的。其中部分能量从输入轴转移到输出轴或从输出轴转移到输入轴，还有一部分能量消耗在同步器上。在速度、速度差和质量相同的情况下，同步的时间越短，同步器单位时间内必须传递的能量也越高。如果同步器传递能量的效率很高，那么消耗在同步器上的能量就很小，相反同步器上消耗的能量就很大，结果是发热和磨损。当一个同步器单位面积能承受的热量低于实际必须承受的热量时，其寿命就会大大缩短。有人认为，缩短同步时间，同步器一定会发热磨损，其实不然。我们说一个极端情况：假设同步器能够传递无穷大的转矩，那么在零时间里，同步器可以将输入轴的转速调节到和输出轴转速除以档位速比的理想转速，而同步器不消耗任何能量，也就不磨损。当然这个假设是不存在的。请参考第 5 章中离合器消耗能量分析方法求出同步器的能量消耗。另外，从上式中可以看出，减少输入轴的等效质量能有效降低同步器的负担。关于同步器的基本知识会在 4.6 节中进行介绍。

图 4-3 记录的摘档时间、选档时间和挂档时间都在 100ms 上下。这个时间的长短完全取决于选换档机械机构的力量大小和对耐久性的考虑。执行这些动作的时间越短，动力中断时间也就越短，加速性能就会越好。当然，这些动作的时间越短，对选/换档机械机构和变速器内部换档机构的机械强度和驱动力的要求就越高。过快的机械运动可能会导致机械碰撞，从而引发噪声及机械疲劳和损伤。这不但可能损坏 AMT 的选/换档机械机构，还可能会破坏变速器本身。另外，AMT 执行机构的驱动电动机及传动机构的转动惯量也是影响快速性的一大因素。设计中应尽量减少电动机及传动机构的转动惯量，以提高快速性和减少机械磨损。

图 4-5 所示为 1 档升 2 档时的有关信号曲线图。从图 4-5 可看出，换档过程中上述绝对动力中断约为 300ms，这已经比较快了。而从开始分离离合器到离合器分离完成花了约 400ms，这和图 4-3 中看到的 300ms 相比就显得过长。另外，从开始接合离合器到离合器结束滑摩共用了约 700ms。在这 700ms 中，主要是等待发动机减速和进入滑摩区后对离合器的慢速控制所致。如果发动机转矩能快速降下来，动力链能承受更大的转矩变化，就可以大大缩短这个时间。有些系统外加机械制动装置来帮助发动机快速减速。

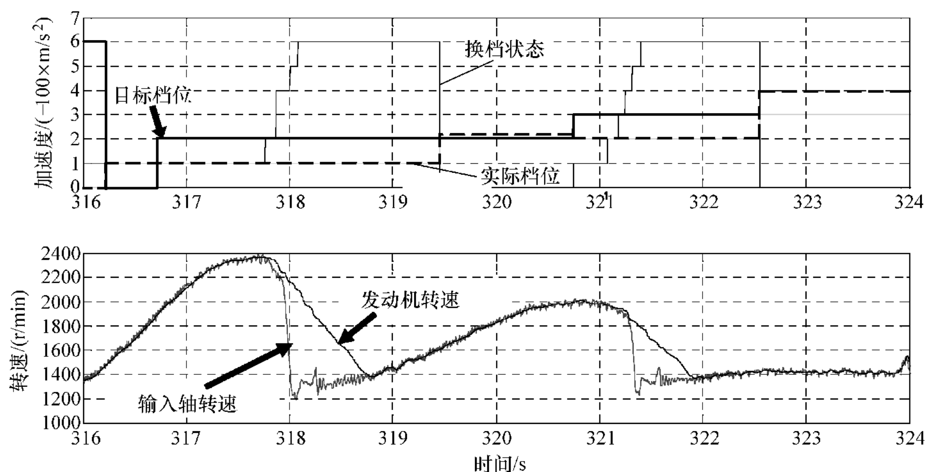


图 4-5 换档时间分析

正如前面谈到的，离合器的快速分离和接合受到换档冲击感的制约。通常离合器的分离和接合速度越快，冲击感会越大。形成冲击有多方面的原因，深入了解这些引起冲击的原因对克服这些冲击会很有帮助。下面来分析造成冲击的原因，即找到冲击源，然后讨论如何消除或控制这些冲击源。

4.3 AMT 换档过程中的冲击源

换档时有动力中断是 AMT 的一大缺点，因而在换档过程中会造成车辆加速度突变甚至冲击而引起乘员不舒适。特殊设计的 AMT 或在混合动力系统中可以在 AMT 换档时依赖另外一个动力源提供临时动力而彻底消除动力中断问题。对于如何解决好 AMT 换档中的冲击问题是 AMT 成败的关键之

一。AMT的换档冲击主要体现在车辆纵向的顿挫感和车头的俯仰现象。两者都会对驾驶人和乘客造成不适。在4.1节中介绍了驾驶人和乘客能感受到的几种冲击的现象，造成这些冲击的源头有很多，下面就主要的几个方面进行分析。

1. 分离离合器引起的冲击

在加速过程中，一般车辆上的动力链由发动机或电动机驱动车轮前进。悬架、轴和轮胎等并不是绝对刚性连接而是都带有一定的弹性。有时，动力链就像闹钟发条一样被拧紧而储存着能量。在离合器分离时，如果发动机和动力链的其他部分突然脱开或发动机突然降矩，那么动力链储存的能量就会在短时间内释放，释放的现象就像断了的发条一样往反方向运动而造成输出轴立即减速，也可能引起谐振。图4-6是一个分离离合器时降矩导致发动机和输入轴出现振荡的例子。

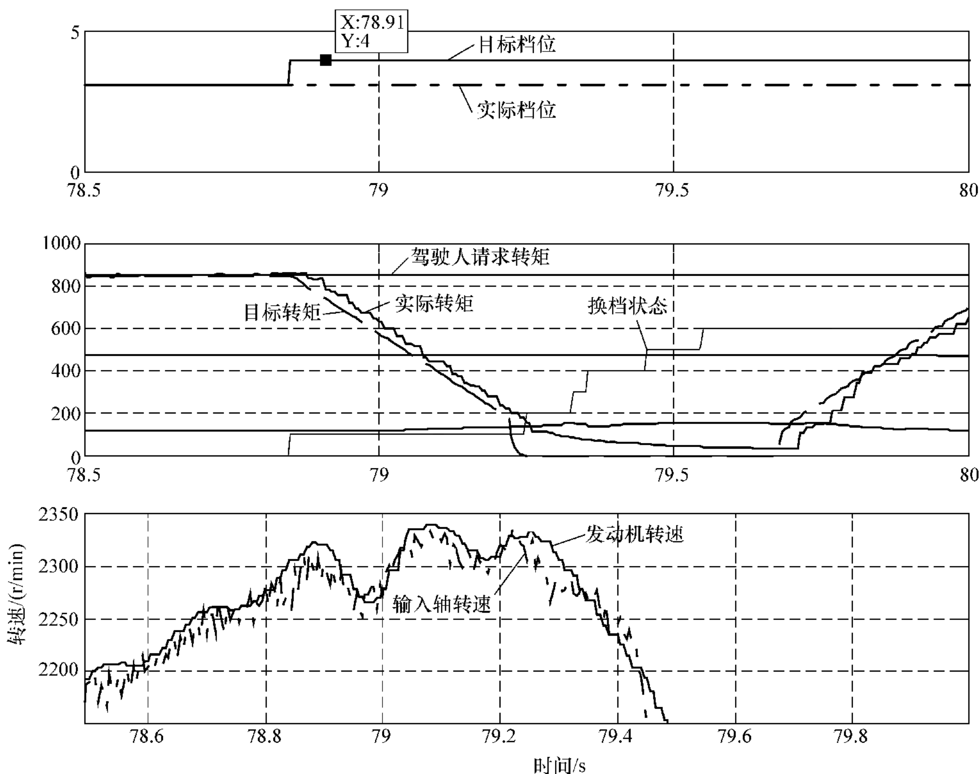


图4-6 分离离合器的冲击

动力链的谐振可以通过发动机的控制来消除。急速踩加速踏板（Tipin）和急速放松加速踏板（Tipout）控制是发动机控制器里专门对付突然踩下/松开加速踏板的情况的。这个控制的目的就是防止在 Tipin 和 Tipout 时车身产生俯仰（Pitch）和减少油耗及排放。ECU 控制的效果之优劣对 AMT 的性能产生重大影响。这可以通过车辆本身的试验来确定，用 AMT 的手动模式并在挂好档后（尤其是低档位）让车辆恒速前进，然后突然快速踩下/松开加速踏板，如车身没有俯仰现象，即表明发动机控制器中的 Tipin 和 Tipout 控制模块标定得很好，车辆本身的动力链特性很稳定。不少系统在 Tipin 和 Tipout 时，发动机转速不是单调地上升和下降，而是有一个振荡过程，如图 4-7 所示。

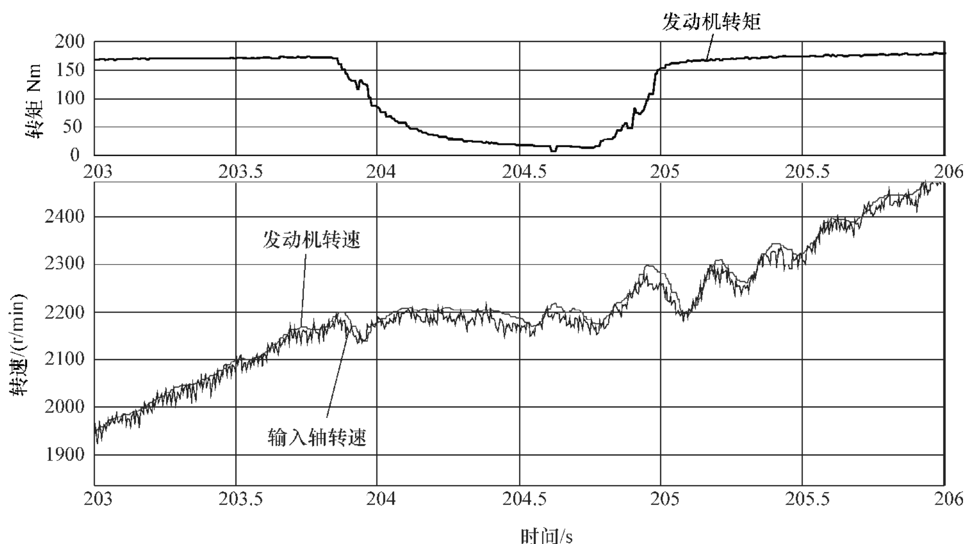


图 4-7　换档过程中的动力链振荡

在这种情况下，节气门开度控制和离合器的控制都必须格外小心。要避免振荡，只有降低节气门开度和离合器位置的变化率，这样自然会使换档时间延长。

另外，实际上离合器不能瞬间完全分离，如没有降低发动机或电动机这些动力源的输出转矩就瞬间分离离合器，那么发动机或电动机就可能会因为突然失去负载而飞车轰鸣，车辆也会由于加速度突然由正变为负的急剧变化

而使车身下俯，造成车内乘员的点头现象。所以，换档前先要减少发动机或电动机的转矩输出并将离合器逐渐分离到某一程度，使离合器不能传递动力源输出的全部转矩而进入滑摩，从而使车辆加速度逐渐减小。离合器打滑时，动力源不能带动变速器输出轴一起同步旋转，但还是传递着一定的转矩使离合器处于滑摩状态。如果在离合器不再传递转矩时动力源和变速器才分离，那么就不会由于离合器分离时引起动力链的转矩突然变化而出现振荡。

还有一种情况：离合器还没有分离，当发动机转速低于车速对应的变速器输入轴转速时，发动机会直接拖住车子而减速，这时车头下俯而出现点头现象，车上的人也会跟着点头而造成不适。这比上面谈到的动力突然消失还严重。在理想情况下，离合器应该在传动转矩为零时迅速分开，即在由发动机驱动车轮变为由车轮反驱动发动机的过程中分离离合器。这样就不会有冲击，也不会造成分离离合器引起的点头振荡。问题是等待这一点出现的时间通常比较长，而且如何找到真正的零转矩点并在此时分离离合器也是一个挑战。

离合器的分离是否及时，可通过分析离合器分离时变速器输入轴转速的变化情况来判断。如果分离时输入轴速度突然急剧下降，说明此时发动机还在输出转矩驱动车辆，一旦失去来自发动机的动力，变速器输出轴减速带动输入轴减速。如果说输入轴转速在分离离合器后突然急剧上升，说明车轮在离合器分离时输出转矩反拖了发动机，一旦离合器断开，变速器输出轴反弹带动输入轴增速。

2. 摘档引起的冲击

摘档瞬间输入轴旋转部分突然脱离输出轴动力链，会给输出轴动力链带来一个扰动。这个扰动可能会引起动力链的谐振。由于输入轴的等效转动惯量一般不大，带来的影响相对较小，但有时会伴随声响，这个人们通常不能接受。

3. 同步引起的冲击

同步器的作用是将输入轴的旋转速度改变到理想的速度以便挂档。能量的传递是经同步器在输入轴和输出轴之间完成。除了同步器消耗的能量之外，输入轴和输出轴遵守能量守恒定律。输入轴突然改变速度可能会给输出

轴动力链带来扰动而引起谐振。动力链的弹性越大，扰动带来的影响也越大。另外，升档时输入轴在同步器的作用下减速，但由于同步惯性使得输入轴在同步后停不下来而继续减速，造成转速低于理想值的超调过程。输入轴的加速度变化会给输出轴施加正负转矩，从而造成齿轮间隙敲击和换档噪声。图 4-8 是换档同步时上述几者的转速变化情况。

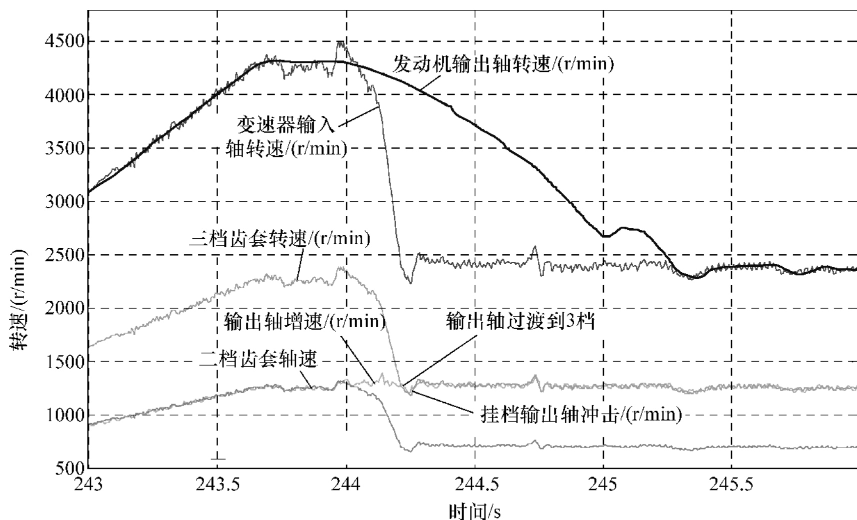


图 4-8　换档时同步前后的信号

在控制换档拨叉进入同步过程时，会先压迫同步器的两个摩擦面开始接触，所以接触速度不能太快，否则会造成机械撞击的噪声。

4. 挂档引起的冲击

输入齿轮和输出齿轮经滑齿套啮合时，输入轴和输出轴可能没有真正同步而出现打齿声。另外，当滑齿套快速挂入到底时，也会出现机械撞击声。机械撞击声不但会造成车辆乘员的不适，还会危及机械件的寿命。

挂不上档是手动变速器常遇到的现象。挂不上档的原因通常是同步器磨损、滑齿套相互顶齿或离合器未全分离。在手动情况下，驾驶人的反应是重新挂档直到挂入。AMT 也是这样，挂不进时只好退出再挂。挂档和退出都是机械运动，容易产生噪声。

5. 接合离合器时引起的振荡冲击

输出轴从不传递动力变到由动力源驱动输出动力，动力链的突然加速会

造成车身纵向的顿挫。动力链出现转矩突变可能会激发动力链的谐振。对于悬架较软、阻尼不够的车辆，车辆的突然加速很容易造成车头的上仰。

离合器快速接合时，也会出现冲击噪声。

6. 动力中断引起的加速度变化

在 AMT 的升档过程中，车辆从加速变为减速（或接近恒速）再变为加速。这种加速度的变化很容易被驾驶人感觉到。只要有动力中断，加速度变化是必然的，但顿挫感是不能被接受的。动力中断时车辆不能加速（下坡除外），因此动力中断时间越长，对加速性的负面影响就越大。图 4-9 是整个换档过程中，一些变量的关系图。

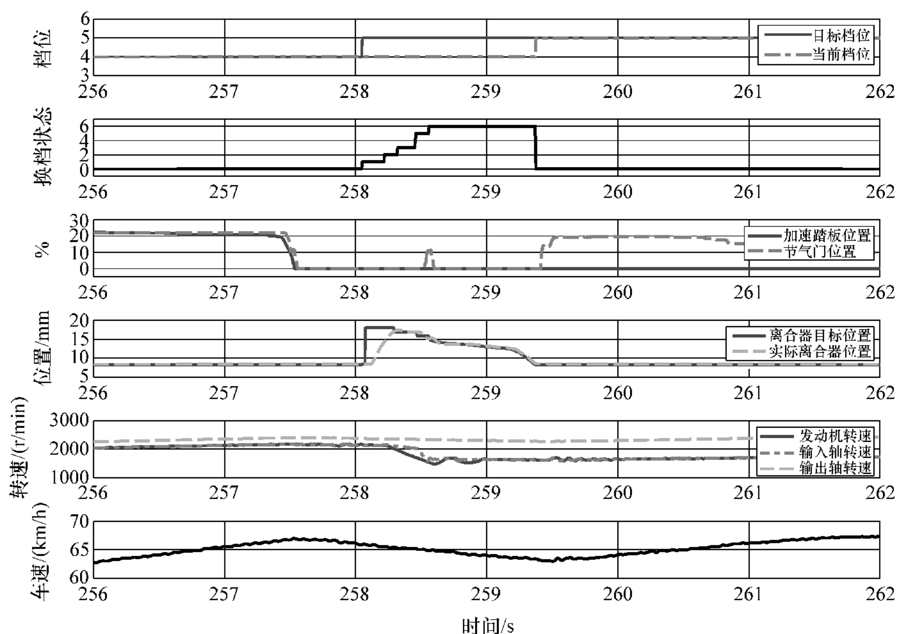


图 4-9 换档时的信号变化

从上面的分析可知，要消除这些冲击源，要从多方面下手，要从整车入手，从换档过程的各个步骤做起。正如前面所谈到的，整个换档过程分为离合器控制、拨叉选换档控制、同步器控制、主动力源的转矩控制四方面。四者之间的紧密配合是提高换档品质的关键。下面将分别讨论这四个方面的控制。

4.4 离合器控制

AMT 使用的离合器和 MT 使用的离合器应该有所不同，因为 AMT 对离合器的要求较高。但是，在实际生产过程中，整车厂期望零部件标准化，其中离合器也沿用和手动变速器配套的离合器。所以离合器控制的目标之一就是能将普通的离合器用于 AMT。

正如前面所论述的，AMT 中离合器的分离/接合对换档的质量和变速器的使用寿命起着极为重要的作用。AMT 中离合器的控制应该能够做到离合器摩擦片的磨损速度小于 MT 车辆离合器摩擦片的磨损速度。

离合器的分离/接合可由离合器执行机构的电动机驱动控制，可用液压驱动控制，可用气动驱动控制，也可用其中任意二者的组合或三种方法同时使用。

不管使用什么方式驱动离合器的分离/接合，离合器的控制都可以分为两大部分：

① 给定合适的离合器位置目标。

② 及时准确地跟踪到这个目标。

离合器的理想位置目标取决于发动机的转速、所需的车速（滑摩）或需要传递的转矩大小。如何及时准确地跟踪到这个目标则和具体的驱动方式密切相关。驱动方式不同，控制方式也不同。无论采用哪种方式来控制离合器的分离和接合，要想控制好离合器，首先应了解离合器的特性，尤其是离合器的分离力曲线和转矩传递特性。

4.5 换档拨叉控制

前面讲过，换档拨叉是用来选择输出轴通过哪一对齿轮和输入轴接合和实施啮合，即挂档。选择使用哪个拨叉就是选档。选档和挂档方式有多种：有采用鼓式同时进行选档、摘档或挂档的，如格特拉克生产的双转鼓 AMT 系统；有采用 MT 原有的 XY 二维平面矩阵选换档机构分别进行选档和挂档的。现分别来介绍这两种方法。

（1）鼓式选换档

双转鼓系统是由两个转鼓分别控制不同的档位。它的优点是在一个鼓进行摘档，另一个鼓可以准备挂档而不需要机械选档。双鼓系统常采用奇数档鼓和偶数档鼓，如果只是升一档或降一档，那么选档是通过电子控制选择转动哪个鼓来完成，这类似于双离合器系统。但如果要一次升二档或一次降二档，则还需使用同一个鼓。

图4-10是一个单鼓四槽换档机构。它可以同时控制四个拨叉，如图4-10所示。

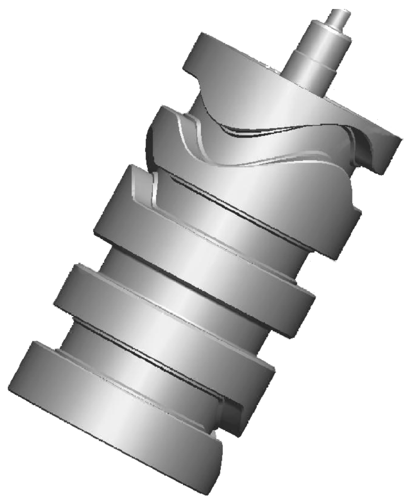


图4-10 单鼓

在鼓式换档机构中，拨叉头置于槽内，由电动机驱动换档鼓旋转。旋转式换档鼓上的斜坡滑槽通过挤拨叉头带动拨叉进行轴向移动。控制了转鼓的转角，就控制了拨叉的位置。图上看到的平槽在鼓旋转时，平槽对应的拨叉就不会运动。这样，通过滑槽的设计形状和几个滑槽的相对位置，就可以达到既能选档又能挂档的目的。单鼓机构一般在完成旋转360°的过程里要完成所有档位的摘档和挂档。当拨叉移动到指定位置时，拨叉可以继续停留在该位置上而不需要电动机的转矩维持，即具有一定的自锁功能，所以电动机此时可以断电。当然不是所有鼓都能实现自锁。

换档控制的子系统的输入参数有两个：当前的实际档位和目标档位。知道了目标档位，可以通过查表得知换档鼓必须处于的转角位置，然后控制挂档电动机按预定的速度轨迹逼近目的地。拨叉换档过程有摘档和挂档。摘档时通过查表得到摘档电动机要走到的位置，当电动机运行到了这个位置时，摘档应该成功，此时输入轴应该脱离输出轴，输入轴和输出轴就不一定继续同步。如不再同步，则可认为摘档成功，但是仍处于同步状态时，却不能肯定摘档没成功，因为两者分开后还有可能恰巧地运转在同一个速度。如摘档

不成功就要再次摘档。如果在一个预设的最大重新摘档尝试次数后仍不成功，则可能是卡死，再试也是无益。

对于增档或减档情况，摘档成功后接着就是同步，将换档鼓转到正确的位置后等待新档位下的同步。当新的同步已经确认，则实施挂档直到转鼓转到正确的档位位置。当到达预定的位置后，输入轴和输出轴应该通过滑齿套啮合，滑齿套的转速应该一样，即完全同步。若转速完全一样，还不一定说明挂档成功。若转速不一样，则说明挂档肯定没有成功。若转鼓到达指定位置后仍未同步，即仍未挂上档，要进行补偿重挂。若补偿次数大于某预设值，则说明出现故障，应调用故障诊断程序（挂档失败时可采用退进并用的办法和检测电动机电流的办法重试摘档和挂档）。实际上，换档鼓上滑槽的连续性使得摘档和挂档之间没有间隙或等候，可一气呵成。

换档时转鼓执行机构电动机的速度可以是恒速，但为了取得更好的啮合效果，缩短换档时间，可以采用不同的速度运行。就是说，和离合器控制一样，这不仅仅是位置控制，还是过程控制。

（2）二维选换档

图 4-11 所示为一个二维选换档变速器执行机构接口的实际尺寸图。它有 5 个前进位和 1 个倒档。它有 3 个拨叉，呈左右排列。每个拨叉对应一个 U 形口。换档指（拨块）伸入中间的三个 U 形拨叉头口形成的框内运动（图 4-11），选档时拨块左右运动，以选择其中一个 U 形拨叉。摘档、挂档时，图中拨块在做上下运动。图中拨块做左右运动时，不驱动任何东西，除了自身的运动摩擦阻力外，没有负载阻力，所以选档所需的动力很小。但在摘档和挂档时不同，摘档时拨块必须将拨叉从图 4-11 所示的上方或下方移动到中间，这需要克服啮合齿的分离阻力。在挂档时，拨块必须从中间向上方或下方移动，也就是说必须驱动拨叉压迫同步器，使输入齿套与输出齿套转速同步，然后使接合套接合完成换档。压迫同步器需要力，力越大，同步速度越快。

同步后，输入齿套和输出齿套的转速相等，但是挂档时同步齿套的齿顶和齿谷位置不一定刚好相对应，而有可能是齿齿相对。在齿齿相对时，就不能相互插入，那就是相位相同。当然大部分时间不是完全齿齿相对，而是两

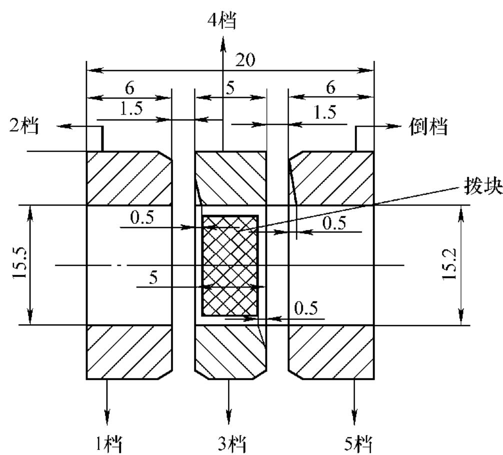


图 4-11　二维选换档机构尺寸示例

齿差一个相位。相位相差 180°时，刚好齿的凹凸相间，可以啮合。在不是 180°时，就需要靠拨叉施加轴向力将齿挤进去，挤成 180°。挤的时候，由于输出轴的等效转动惯量很大，同步器的力量不大可能改变得了输出轴的相位。

因此，只能改变输入轴的相位。滑齿套挤进去所需力的大小和输入轴的等效转动惯量以及同步环的轴向摩擦力大小息息相关，也和相位差的大小有关。尤其是后者的变化会导致挂档力的变化，这给控制带来一定的难度。当然，只要不是绝对同速度，二者的相对位置即相位实际上也在变化。总之，摘档和挂档所需的力比选档所需的力大得多。

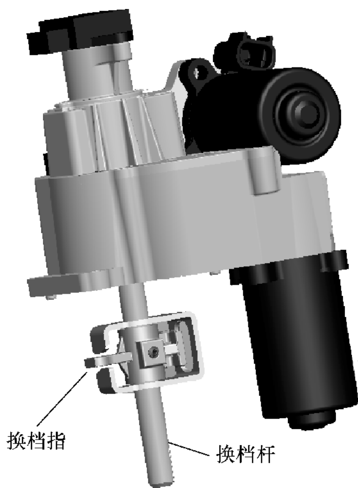


图 4-12　电控选换档机构示例

MT 换档时，驾驶人使用原有手动变速器换档器的操作过程是摘档、选档和挂档。AMT 也遵循同样的操作程序，区别只是由 AMT 自动完成。图 4-12 是一个电控选换档执行机构的一个示例。选档电动机使换档指上下运动

选取合适的拨叉。换档电动机旋转换档杆，使它带动换档指向左或向右旋转进行摘档和挂档。

如果目标档位和现有档位在同一个拨叉，那么无需再选档。如已进入档位，当然也不用再做同步控制，直接完成挂档即可，大大节省了换档时间。

从空档挂到倒档或 1 档都不必有摘档过程，因为拨叉头已经在空档，直接同步和挂档。这也节省了时间。

从图 4-11 可以看出，为了顺利选档，各拨叉必须排列整齐并且拨头必须到达合适的区域才能左右移动不受阻挡，否则不能顺利完成选档。选档必须准确地使拨块到达合适的区域以便能拨动该档的拨叉。如果拨块碰到两个拨叉，则无法挂档，因为拨叉有互锁功能，拨块无法将两个拨叉同时压进去，这是造成挂档卡死的原因之一。

为了顺利选档，对拨叉回到空档的准确度要求较高，及要求所有拨叉 U 形口排列整齐。如果拨块和 U 形拨头都没有倒角，则拨叉控制的精确度必须很高，拨块定位误差必须小于拨叉块之间的距离，否则就会使拨块不能移动而不能完成选档。一般拨块之间的距离为 1.5 ~ 2.0mm。

对于挂档，从理论上讲精度要求不高，只要挂档时挂到不能再挂，即在位置上超出某一值就到位了，只要齿套不出现齿对齿的情况，一般不会出现卡死。但是实际上，机械机构多存在虚位，导致传感器显示的数据和实际位置不一致。

这里所说的虚位，是指 AMT 执行机构的驱动电动机在旋转，但是相应的位置传感器无变化，或位置传感器有变化，但是执行机构的末端执行件不运动。虚位影响的大小取决于虚位所在的位置。当虚位出现在电动机和位置传感器之间时，传感器不会反映虚位的大小，因为只有当传动装置克服完虚位后才作用到传感器，传感器开始有输出。当电动机反转返回时，电动机的运动也不能马上作用到传感器，而是先克服虚位再作用到传感器。典型的回型曲线如图 4-13 所示，表示了虚位对位移测量的影响。其中实线表示电动机正转，虚线为电动机反转时传感器输出和实际位移的关系。只要执行机构和末端执行件之间没有虚位，电动机和传感器之间的虚位就不会对控制精度造成很大影响。虽然这一类虚位对位置的控制精度没有什么影响，但是对电动机控制系统有一定的影响。在虚位区间，驱动机构实际上和负载没有连

接，除了传感器前面机构本身的摩擦阻力外，电动机没有任何负载，因此电动机可以很快加速，堵转时间很短，峰值电流会大大减少，这是有利的一面，但是大的虚位会拖延动力作用到真正负载上的时间，高速运转的电动机也可能因虚位结束碰到负载而产生撞击，这方面的问题在下面还会谈到。

但是如果虚位出现在传感器和机构的执行末端之间，则传感器输出就会有变化，但执行机构的末端没有位移变化的现象。对于选换档机构来讲，其负面作用就体现在传感器的输出不能体现执行机构的真实位置。如图4-14所示，同一个传感器输出值，在电动机正转时机构末端到达的实际位置是P1点，而当电动机反转退回来到达同一个输出值时，机构末端到达的实际位置是P2点。P1点和P2点位置之差就是传感器之后位置虚位的大小。因此，当虚位较大时，就会出现选档不准、挂档位置不准、离合器位置不准的严重问题。如果知道虚位的大小，就可在目标上进行纠正；如果不知道虚位的大小或者虚位的大小是变化的（如磨损），不采用自学习的方法纠正就会控制失败。所以，传感器的安装位置要尽可能靠近执行机构的执行端。对于将传感器内置到电动机的系统来讲，它远离执行机构的执行端，因此要特别关注传动机构的虚位问题。

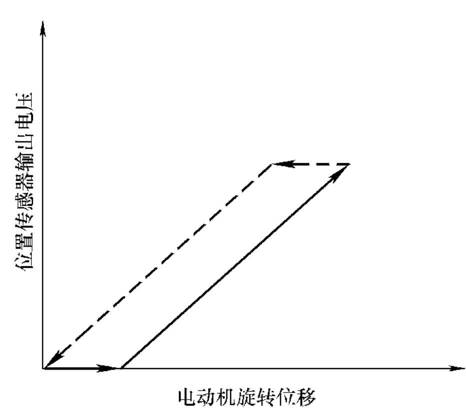


图4-13　虚位对位移测量的影响

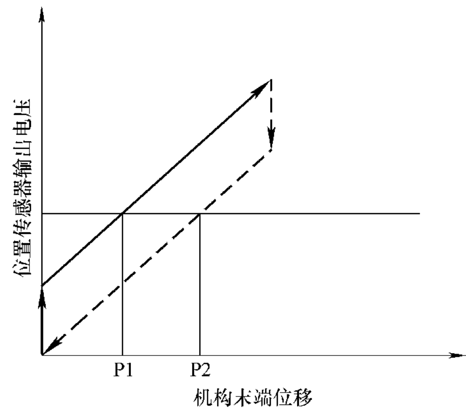


图4-14　虚位对控制的影响

无论是传感器前的虚位还是传感器之后的虚位，它们对电动机电流、动作作用时间、虚位结束时的冲击、控制精度等都会产生影响。AMT系统中

的虚位由如下几个方面组成。

拨叉虚位：拨叉都有一定的虚位，即在不挂档的情况下，拨叉可以在一定范围内产生轴向自由移动。拨叉虽然是水平放置，静态时在电动机不驱动的情况下是不应该动的，但在行驶过程中的振动可能会使拨叉自由偏移。拨叉偏移过大就可能造成选档受阻。

AMT 机械传动机构虚位：拨头通常是由花键和电动机带动的齿轮等连接，花键会有虚位，传动齿轮的齿之间也会有虚位，这些虚位是叠加起来的。当磨损增加时，其虚位还会增加。如果传感器是和电动机输出轴连接，大的虚位就会造成传感器有输出但拨头实际没有动的局面。

传感器虚位：这种虚位通常出现在电位器式的转角传感器中。当运动方向改变时，电位器输出在一定范围内不改变输出。这样，当电位器输出同一值时，并不意味物理位置是一致的。当执行机构到达同一位置时，电位器的输出值并不一定一致。当磨损增加时，其虚位还会增加。这就会出现传感器显示拨叉到达同一位置，但一种情况可以选档，另一种情况就可能不能选档，这说明虚位导致拨头实际位置可能不一致。

因此，考虑到虚位，执行机构的驱动端、输出执行端、传感器输入端三者之间的关系不一定是固定的，也许三者都不同。如果传感器紧接在电动机轴上并且没有虚位，则传感器显示的是电动机的运动；如果传感器紧接在执行端并且没有虚位，则传感器显示的是执行端的运动，这正是我们所需要的；如果传感器安装在执行端并且有虚位，则传感器的输出将滞后于实际运动轨迹；如果传感器安装在电动机轴上但没有虚位，而机械机构有虚位，则传感器的输出将超前于执行端的实际运动轨迹。

重力：如果选档拨块是上下运动的，拨块及其机构的重力会使拨块自然下坠，所以在选到档位后，如果停止选档电动机后执行挂档，那么可能会使拨块在电动机断电后自由下滑而偏离合适区域，进而阻碍挂档。

综上所述，考虑到虚位，AMT 系统对挂档定位有较高的控制精度要求。当然控制精度越高越好，但会受到实际条件的制约，如虚位、测量精度、控制时间等限制。所以要了解精度多高为足够好，就是精度的最低要求是什么。

测量精度：如果使用的 MCU 是 10 位的 A/D 转换器，则忽略噪声后，其测量精度只能是 ±1/1024。当使用 12 位的 A/D 转换器时，则忽略噪声后，其测量精度可达到 ±1/4096。测量精度提高了 4 倍。当然如果噪声比较大，那么高精度的 A/D 转换器也提高不了测量精度。控制精度不可能高于测量精度。所以降低信号噪声、提高 A/D 转换器的位数都是提高控制精度的重要方法。

另外，测量精度和传感器的测量范围有关，最大限度地利用传感器的测量范围也能提高测量精度。如一个 86°的转角传感器，如果只使用其中的 40°来测量一个 20mm 的位移，那么传感器的输出只在不到幅值一半的范围内变化。如能调整使用 80°来测量 20mm，那么测量的分辨率可提高 1 倍。人们常认为加一个电子放大器可以达到相同的精度效果，但是接触式传感器的输出信号变化不是理想的连续信号变化，放大后也不好，况且增加一个放大器，又增加了控制器的成本。

选档控制精度：改变选档允许误差标定值可以改变选档控制精度。各个系统根据具体情况确定其允许误差值。由于永磁式直流电动机的惯性和内部电磁铁的影响，当电动机旋转圈数较多时，其允许误差值可能做得比较宽松些。在电动机断电时，当系统阻力小于电磁力时，电动机会受电磁铁的影响而朝某几个固定位置转动，也就是说，电动机在断电后可能会自动改变位置而影响控制精度。

拨叉复位到空档时必须准确。这除了前面所提到的利于选档外，还要考虑的是避免使没有啮合的档位的拨叉接触到同步器，否则拨叉和同步器之间的运动会造成拨叉磨损。

4.6　同步控制

前面已经多次提到同步器及其作用。AMT 使用的同步器和 MT 使用的同步器也应该有所不同，但和离合器的情况一样，实际上对于用 MT 改造的 AMT 系统，厂家都没有对同步器进行任何优化，也就是说实际应用中的大多数 AMT 的同步器和 MT 的同步器是一样的。同步的时间主要取决于同步

器的性能和两齿轮间的速度差。

同步器种类较多，应用较广的是常压式和惯性式。全同步式变速器采用的是惯性同步器，它主要由接合套、同步锁环等组成。接合套、同步锁环和待接合齿轮的齿圈上均有倒角，又叫锁止角。同步锁环的内锥面与待接合齿轮齿圈的外锥面接触产生摩擦。同步器依靠这个摩擦作用来实现同步。锥面摩擦使得待啮合的齿套与齿圈迅速同步，同时又会产生一种锁止作用，防止齿轮在同步前进行啮合。在同步前进行啮合就会出现打齿。为了避免打齿，缩短同步时间，延长同步器的寿命，同步控制很重要。

有同步器的挂档过程可分为三步。

第一步：AMT 换档执行机构驱动变速器内的换档拨叉离开中间位置开始轴向运动，使同步器里的两个本来分离的摩擦锥面接触。一个摩擦锥面和输入轴相连，另一个摩擦锥面通过准备挂入的档位的齿轮和输出轴相连。在这两个摩擦锥面的转速不一致，即有速差时，就会产生摩擦力。这个摩擦力会使同步器里的锁止元件转至锁止位置。一旦成功锁止就不能挂档。

第二步：摩擦锥面产生的摩擦力不仅使锁止元件转至锁止位置，而且当摩擦力在拨叉加的压力更大时还会驱动输入轴跟随和输出齿轮相连的锥面的转速。和输出齿轮相连的锥面的转速和车速成正比关系：

$$\text{输出锥面转速} = \text{该档位速比} \times \text{主速比} \times \text{车轮转速}$$

摩擦锥面产生的摩擦力不大，难以改变输出轴的转速，但比较容易改变输入轴的转速。在同步器摩擦锥面摩擦力的作用下，这两个锥面的速差会越来越小。也就是说，输入轴的转速会越来越接近新档位下输出轴所连接的摩擦锥面应有的转速。当速差小了，摩擦锥面的产生的摩擦转矩也相应小了。当速差为零了，同步也就完成了。为了方便，很多时候就说输入轴和输出轴同步了，但这并不意味输入轴和输出轴转速相同，而是说这两个摩擦锥面的转速相同了，也就是说输入轴和经过新档位传动比转换后的转速相同了。

第三步：当速差为零时，摩擦力矩也为零。锁止装置在拨叉所施予的正向压力下解除锁止。挂档齿套可以啮合，挂档完成。

锁止条件是：

$$f/\sin\alpha < \tan\beta$$

式中　f——同步器摩擦锥面的摩擦系数；

α——摩擦锥面的半锥角；

β——锁止面的锁止角。

如果忽略轴承摩擦力和搅油阻力引起的输入轴转速下降，那么同步时间是：

$$t = \frac{\pi n_e}{30} \frac{J_r \sin\alpha}{F_a f R} \left(\left| \frac{1}{i_a} - \frac{1}{i_b} \right| \right)$$

式中　J_r——同步器输入轴的等效转动惯量；

F_a——换档力；

R——摩擦锥面的平均半径；

n_e——发动机转速；

i_a——换档前档位的速比；

i_b——换档后档位的速比。

其中TCU能控制的就是换档力F_a。TCU通过改变换档执行机构电动机电流的大小，就可以调节换档力的大小，也就改变了输入轴速度的变化快慢，改变了同步的时间。使输入轴转速以最佳的方式到达该速度就是同步控制的主要任务。

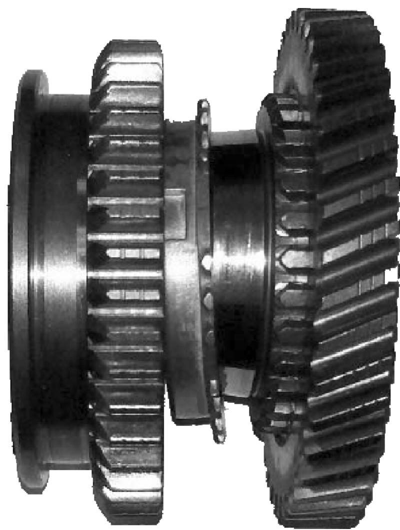


图4-15　同步机构

图4-15为一种A00级轿车所用变速器中一档的同步装置。从图的右边到左边，它由滑齿套、同步环、输出轴齿轮组成。在输入轴和发动机输出轴断开后，输入轴的转速一般由同步器完成调整。在正常驾驶的换档过程中，当离合器分开后，变速器输出轴的转动惯量会比输入轴的转动惯量大得多，所以同步器将动力传到输入轴上使其增速（减档）或减速（升档）。动力的传递依赖于同步器上的锥面的摩擦来实现，摩擦力和同步器材料的摩擦系数和正面压力

成正比。材料摩擦系数和材料本身、变速器油的温度、变速器油的质量有一定关系。正面压力取决于拨叉作用到同步滑套的轴向力。当同步器的摩擦系数为零或正向压力为零时，输入轴没有外力而只能依赖输入轴本身旋转时的摩擦阻力和搅油阻力来减速。

升档时，输入轴需减速，减速动力来自上述的自由减速和同步器传递来的减速力矩。由于有输入轴本身的摩擦阻力和搅油阻力等导致的减速作用，为获得同样的输入轴加速度所需要的由同步器传递的负力矩就相对小些，这个可从下式清楚看出：

$$-F_{同步器}-F_{摩擦}=am$$

式中，m 为输入轴等效质量；a 为输入轴加速度。

与之相反，降档时，输入轴需升速，升速动力全来自同步器传递来的加速力矩。更重要的是，由同步器传递来的加速力矩还要克服输入轴本身的阻力矩。

$$F_{同步器}-F_{摩擦}=am$$

当 $F_{摩擦}$ 比较小时，升档和降档的差别就小些。对于同样的加速度，当 m 比较小时，需要同步器传递的力矩也小一些，带动输入轴对整车速度的影响和冲击也会小一些。

对同步速度的控制实际上是对正向压力的控制。压力来源于拨叉，而拨叉由挂档电动机的堵转转矩压迫。调节电动机电流的大小，就调节了正向压力的大小。

在图 4-16 中，$t=225.7$ 是一个从 3 档降到 1 档的案例。在同步器传递力矩的影响下，输入轴从 1230r/min 增速直到 1.4s 之后的 3766r/min，平均每秒增速约 1800r/min。电动机驱动电流约为 3A。

同理，在类似的同步压力条件下，如输入轴的增速远低于正常值，则说明同步器可能已经磨损或输入轴自身旋转阻力太大。在温度较低时，搅油阻力很大。输入轴自身旋转阻力的大小可以通过空档分离离合器时，输入轴的自然速降得到。

图 4-17 是一组升档时输入轴转速变化曲线。

图 4-17 中同步器的作用不明显，输入轴的速度变化主要源自于自然减

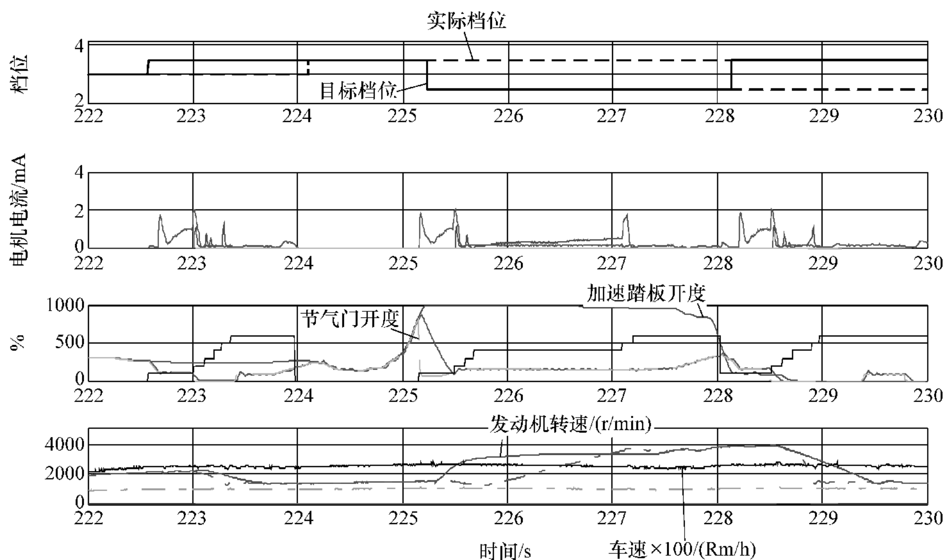


图 4-16　换档时同步信号曲线图

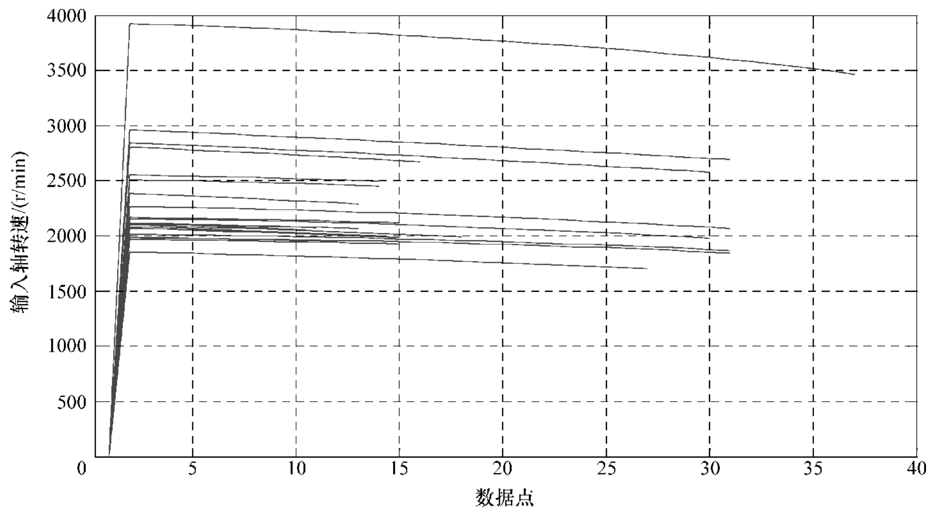


图 4-17　升档时输入轴转速变化曲线

速。图 4-18 是降档时输入轴转速变化曲线。

图 4-18 中同步器作用明显。开始时，同步电流刚建立，同步器在靠近，摩擦面还没有接触，所以输入轴转速仍在下降；当摩擦面开始接触时，输入轴转速在同步器的作用下逐渐增速。其实，为了减少同步器的磨损和加快同

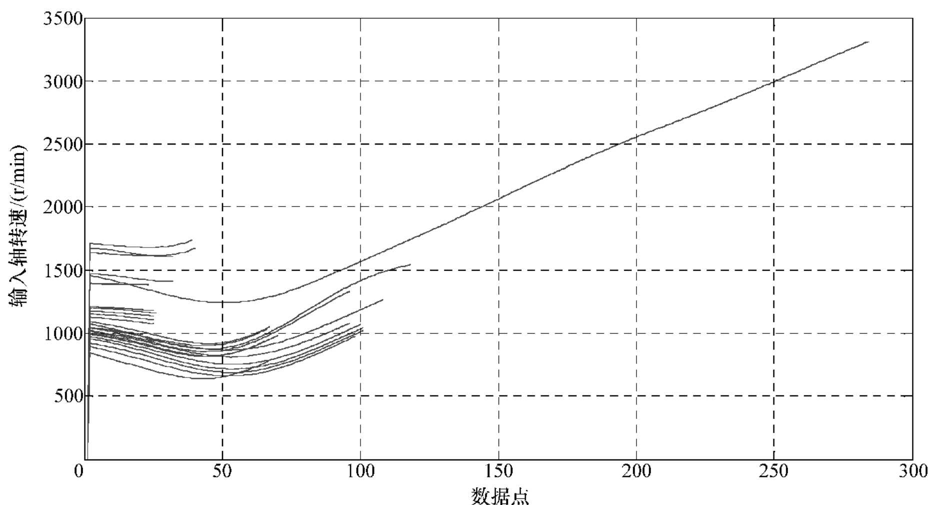


图 4-18　降档时输入轴转速变化曲线

步，可设法先摘档再分离离合器，这样输入轴可以在分离离合器之前靠发动机驱动得到快速增速。

同步器不仅仅使齿套与齿圈的转速一致，即同步，它的第二大作用是在同步之后调整输入轴的相位使齿套能顺利插入齿圈进行啮合。靠锥形齿调整相位的过程就是靠锥形齿转动输入轴的过程。

如图 4-19 所示，假设锥形齿的角度为 β，那么切向推力 F_1、F_2 的大小和轴向挤压力 F 成正比，和齿的角度成正弦关系，即

$$F_1 = F_2 = F[\cos(\beta/2) - f \cdot \sin(\beta/2)] / [\sin(\beta/2) + f \cdot \cos(\beta/2)]$$

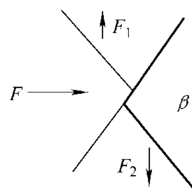


图 4-19　同步环相位调整示意图

对于同样的轴向压力，锥形齿的角度越大（当然小于 180°），切向分力也就越大，轴向力越小，齿套插入也就越困难。

当锥角很小时，轴向分力大，容易推入但锥角容易被碰坏、磨损；反之，则不容易插进而造成挂档卡死。

在挂档过程中，当拨叉在某处被卡住时，电动机挤压的力再大也作用不到同步器上。所以在挤压不起作用的情况下，应反转重来。图 4-20 记录的

是同步失败而重试成功的情况。图中 $t=125.2$ 前，挤压同步电流已达最大，但输入轴转速变化很小，反转重挤后输入轴转速变化很快。为加快同步以缩短同步时间，可增大最大挤压同步电流允许值。同步时间受到同步器本身性能的限制，同步环摩擦面单位面积所能承受的热量是有限制的，超过一定量，摩擦面会被烧坏或出现异常磨损。最耗同步器的是降档情况。

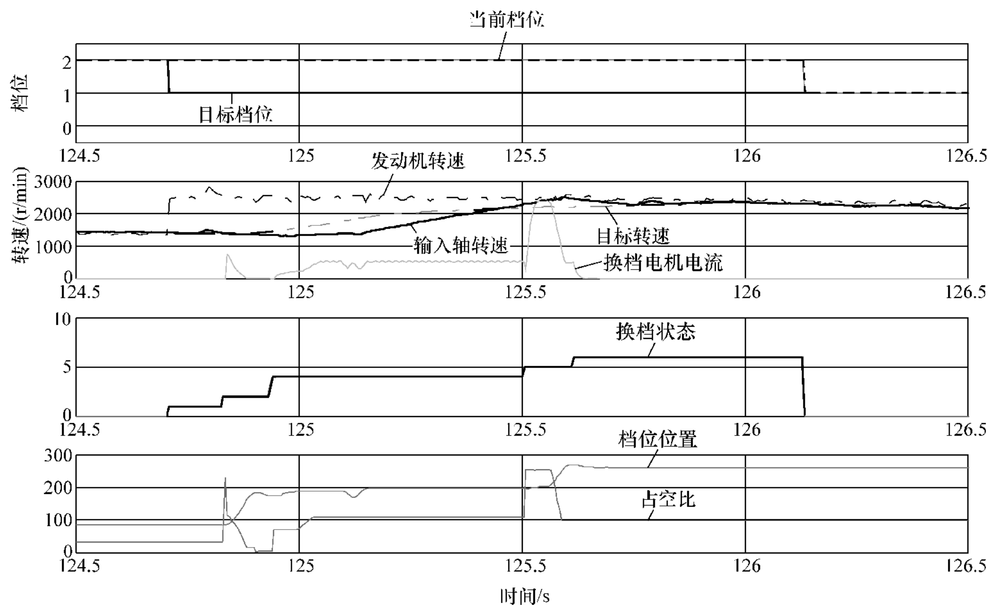


图 4-20 同步过程信号

在升档时，输入轴应减速，所以没有同步器产生的摩擦力也可依靠输入轴的自然减速完成同步，但时间可能会长些。但在减档时，输入轴转速必须上升，如果没有同步器产生的摩擦力，就无法增速，只能等汽车减速后同步或强行挂档。

输入轴自然减速的快慢除了和输入轴的等效惯量、轴承质量和磨损状况有关外，还和变速器油的黏度密切相关，也和润滑油液面的高低有关。而变速器油的黏度和变速器油的型号及油的温度又有很大关系。一般来讲，温度越低，黏度越高，搅油的阻力越大。润滑油液面越高，搅油的阻力越大。当然，如没有足够的润滑油，摩擦阻力会更大。AMT 控制系统应能应对这种变化。在温度较低、同步时间较长的情况下，可通过适当增大电动机输出转

矩来加快同步，反之可适量减少电动机出力减慢同步。

在车辆处于静止状态下，输出轴转速为零，输入轴转速也必须为零才能同步。但是如果输入轴转速在分离离合器后转速不降到零，同步就无法完成，从而导致同步失败。输入轴转速不到零的常见原因是离合器没有真正分离。如果离合器分离了，但输入轴的转速下降很慢，也会使同步时间延长。因此伊顿公司在变速器上加一个减速装置强迫输入轴减速。对于有同步器的档位来说，同步器可以使输入轴减速加快，但在大多数情况下，为了降低成本，变速器的倒档通常不用同步器，这就给挂倒档带来困难。对于手动变速器，驾驶人可以不断操作挂倒档的动作，总有一次能挂上，但对于 AMT 来讲，就难以接受。办法之一就是借用有同步器的同拨叉档位将输入轴转速降下来再挂倒档。图 4-21 是在挂倒档前先挂 5 档，然后才真正挂倒档的实例。图 4-21a 是目标档位信号，1～5 代表 1～5 档，6 代表倒档。图 4-21b 是换档状态。状态 2 代表摘档，状态 6 代表离合器接合。

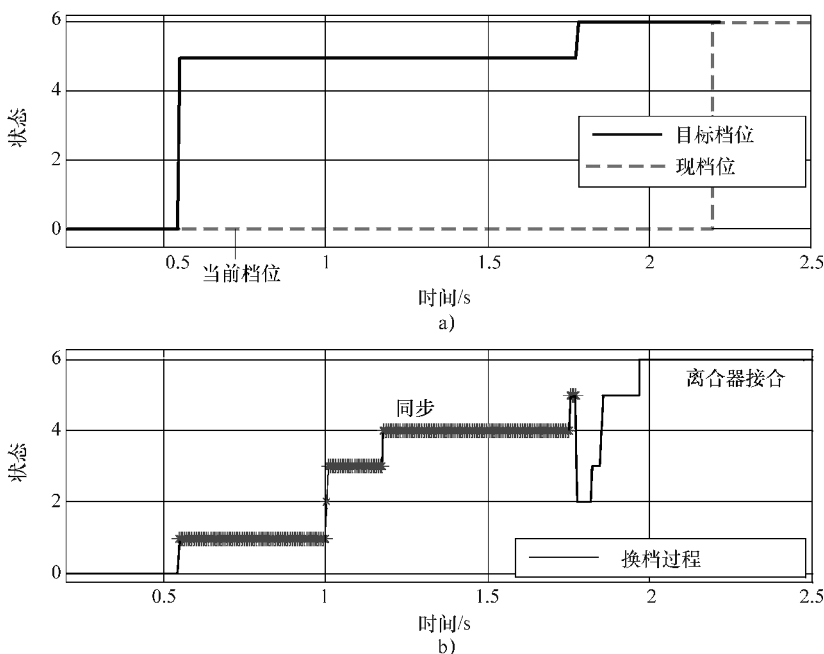


图 4-21　从空档换到倒档

即使同步了，输入轴和输出轴的转速都为零，也不一定能挂上档。两个滑齿套的齿相位不对问题也会导致滑齿套相互顶死而无法啮合。由于两者都

是静止的，顶死就是相互不能产生切向位移而导致挂档失败。有些变速器常常出现这类问题。为了避免静态顶死，只好借离合器将输入轴和发动机短暂轻度接合而改变输入轴的相位以帮助纠正相位，达到挂档的目的。

4.7　发动机控制

对于非电动车，在换档分离离合器后，发动机的输出轴和变速器分离而使发动机失去负载。在换档接合离合器时，发动机的输出轴和变速器输入轴接合而使发动机加上负载。这种突然的失去负载或加上负载可能会导致传动链冲击甚至激发振荡，也会使发动机由于动力轴的分离而发生转速突增，或使离合器接合时发动机转速突减。所以在换档过程中对发动机的输出转矩进行合理控制是必须的。

无论是以发动机作为动力源，还是以电动机作为动力源，或是二者接合，都需先决定每个时刻所需要的最佳输出转矩，然后根据不同的系统采用不同的手段去使动力源输出这个转矩。对于汽油发动机，对发动机进行输出转矩控制可通过发动机控制器（ECU）控制喷油量、点火时间和调节气门大小等调节发动机输出转矩的大小。对于普通柴油发动机，发动机控制器（ECU）可通过控制燃油供给量和喷油时间等调节输出转矩的大小。对于电动车，由电动机控制器（MCU）调节驱动电动机电流的大小来实现，有些还可以通过调节励磁磁场强弱来实现。也就是说，当换档所需的动力源理想转矩确定之后，可根据系统的配置安排所需动力而采用如下四种方案之一来实现，如图4-22所示。

① TCU通过CAN总线发出信息给电动机控制器（MCU）或整车控制器（VCU），用于电动车和混合动力车。

② TCU通过CAN总线发出信息给发动机控制器［ECU或整车控制器（VCU）］，用于有CAN通信的传统动力车或混合动力车。

③ TCU通过改变输入到ECU的加速踏板信号，用于有电子节气门的系统。

④ TCU通过驱动机械拉索机构操控机械式节气门，用于机械式节气门的系统。

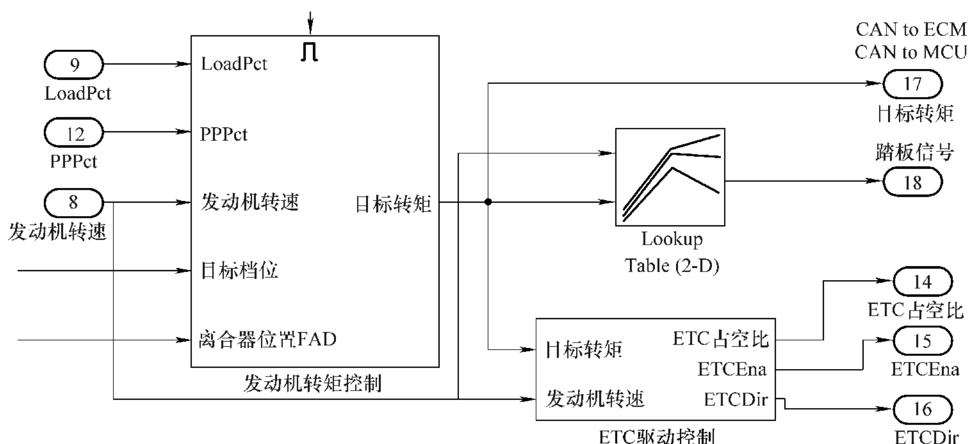


图 4-22　发动机转矩控制模型

所以即使在给定动力源理想转矩之后，不同控制方式的结果也不尽相同。一般来讲，通过 CAN 通信方式给电动机或发动机提出转矩请求的方法较迅速。当然具体效果则依赖于电动机或发动机的响应速度和控制精度。通过加速踏板或电动节气门拉索机构的方式来实现发动机控制通常响应较慢，因为机械部件反应滞后，而且不能直接控制点火时间及 EGR 等参数，转矩控制的手段受到很大制约。

除了对发动机的转矩进行控制之外，在接合离合器时，TCU 还需要控制发动机的转速，以尽量和输入轴的转速相匹配，这样可以减少离合器摩擦片的磨损，减少机械冲击。当然发动机转速的控制也是通过对发动机的转矩进行控制来调节的。

因为发动机的控制对换档以及起步的性能影响很大，所以发动机控制十分重要。本书将另设一章专门讨论发动机的控制。

4.8　优化协作控制

从控制的角度讲，内燃机系统换档时的控制步骤比纯电动车系统的控制步骤多一些。对于配置内燃机的 AMT 系统，离合器的分离、换档机构的控制以及发动机的控制不能分别单独控制，也不能进行简单的顺序控制，而是

要综合控制。为了缩短换档时间，三者需协调进行。其时间表可用图 4-23 来描述。

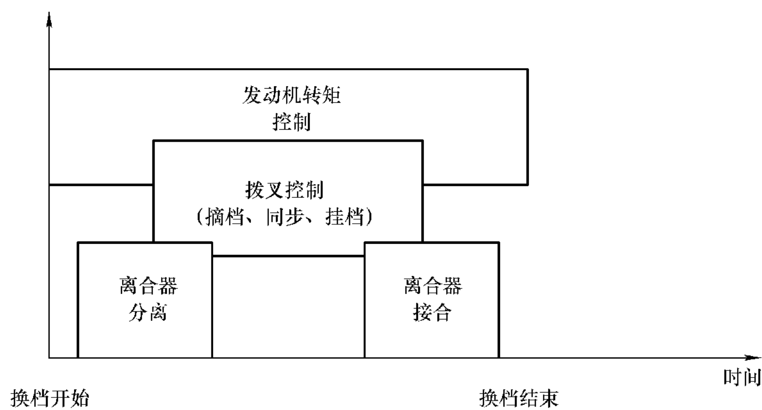


图 4-23　换档时执行器的配合运行

再举一个例子：图 4-24 所示为用 Simulink 描述的换档时各个信号的作用和流向的控制模型。

当 TCU 接到换档命令或自身决定要换档后，要尽快启动发动机控制和离合器控制。发动机的控制手段主要是降扭，为分离离合器做好准备。离合器控制器按预定轨迹分离离合器。发动机控制器根据是升档还是减档确定发动机的目标转速。根据此目标转速和实时发动机转速、车速及负荷等确定目标转矩。当离合器分离到某开度值时（不一定到达开度的极点），启动拨叉控制电动机来驱动换档机构按预定的速度轨迹运转。当拨叉快要到达目标档位置并满足其他离合使能条件时（允许前进启动、后退启动、发动机转速不低于某值），降低离合器执行机构电动机的输出转矩（无离合器自锁机构）或电动机反转（有离合器自锁），使其在离合器压盘弹簧力的协助下慢速按预定轨迹接合离合器，并同时调节发动机的输出转矩，符合驾驶人的需求。此时，换档完成，现有档位等于目标档位。

离合器控制和换档机构控制在时间上的重叠能够缩短等效动力中断时间，加快换档过程，减少换档对加速性能的影响。

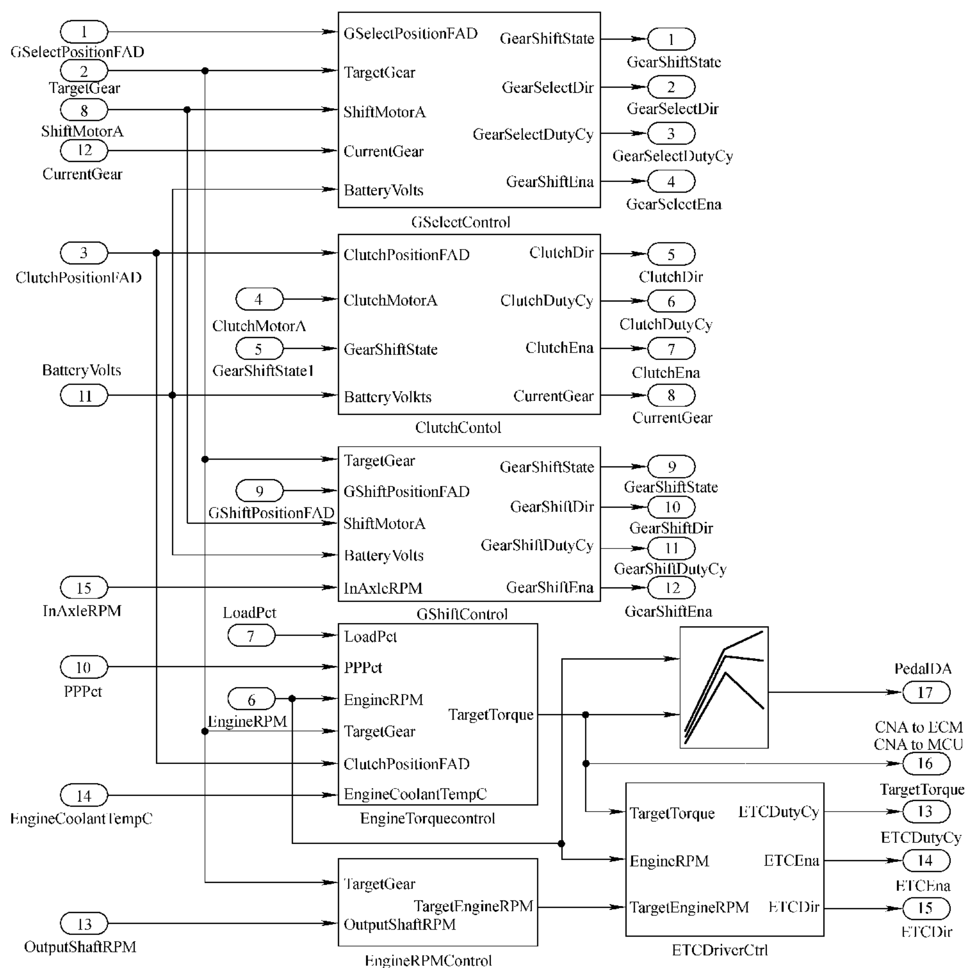


图 4-24　换档协调器

4.9　换档中断

AMT 中要尽量避免多余的换档，一个换档接着另一个换档显然是不利的。但在一些情况下，可能会出现需要终止已经开始的换档过程。示例如下：

① AMT 开始实施升档换档中，驾驶人突然踩制动踏板。此时，节气门开度归零，车速降低，升档就没有必要，甚至还有可能要降档。

② AMT 开始实施升档换档中，发现是上坡，车速降低，因为低档对上坡有利，所以此时升档就没有必要了。

③ AMT 开始实施降档换档中，驾驶人轻踩加速踏板，节气门开度增加，车速增加，降档也就没有必要，甚至还要升档。

④ AMT 开始实施 KD 降档换档中，驾驶人突然松开加速踏板，节气门开度归零或变小，退出 KD，再降档也就没有必要。在手动模式下。驾驶人按了 M + 档后已开始升档，但他接着又按了 M − 档，这时也就没有必要继续升档；反之亦然。

还有其他一些情况需要终止进行中的换档。在这些情况下，要尽可能使变速器平顺地退回到原位，而不是将错就错等换完档后再换档回来。

4.10 无离合器换档

在需要车辆低速行驶时（堵车、起步和停车），由于车速要求对应的发动机转速低于发动机的稳定怠速，这时必须使用离合器形成滑差，即离合器的主动盘和从动盘之间形成滑动，使二者速度不一致，两速度之差就是滑差。当车速高于怠速对应的无滑摩最低车速时，离合器可以完全接合。离合器完全接合后，滑差为零，速度一致。

在换档时通常也需要分离离合器，以便摘档，原因是当发动机通过离合器将转矩传递到齿轮上后，齿轮的防脱档倒钩会使摘档困难甚至摘档失败。在同步和挂档时也通常也要分离离合器以便输入轴和输出轴同步，齿套插入齿圈而啮合。齿套插入齿圈时要求同步和相位配合，同步依赖的是同步环的摩擦力驱动输入轴使其同步。但是如果离合器不分离，则同步器带动的不只是输入轴，而是包括发动机在内的动力链。同步器的力量带不动这个动力链，所以无法同步，而且同步器会很快损坏。即使同步了，但相位不相配，则两个齿轮必须切向相对位移达到相位差 180°后才能使齿套无阻力地插入齿圈而啮合。当离合器分离时，因为输入轴的等效惯量很小，齿套的尖角可

以推动输入轴旋转一定的小角度以达到相位相配，但在离合器不分离的情况下，要使两个齿轮产生切向相对位移是比较困难的，因为输入轴连着发动机，输出轴连着车轮，两端都有很大的转动惯量难以推动。所以在无离合器的条件下，必须依靠控制发动机的转速来同步，但是发动机的调速响应时间和控制精度都不很理想。新能源车中电动机的调速响应时间和控制精度远比发动机好，所以在电动车系统中使用无离合器换档有较大优势。

有些滑齿套的齿带有防脱档功能，但不一定是正反转方向都能防脱，而是正向驱动时防脱，反向时不防脱。在无离合器的条件下，必须控制发动机输出零转矩或微负转矩，使齿轮间无转矩传递或微力反拖，即让输出轴微力驱动输入轴，这样可使齿的无防脱档装置的一侧接触而易摘档。发动机连续瞬间减转矩有助于摘档。

挂档时，在离合器分离的情况下，因为输入轴转动惯量小，小幅速差下挂档不会造成大冲击，但在无离合器的情况下，没有离合器摩擦片的缓冲，冲击会大些。在传统动力系统中，即使不用离合器换档，但离合器从动盘上的减振弹簧也会减轻一些冲击。当然减少的冲击是很少的，因为那些弹簧是为满足输入轴的惯量缓和而设计的。发动机或主驱动电动机的准确稳定调速很重要。发动机连续瞬间加小脉动转矩有助于挂档。在电动车中，不存在离合器，也就没有离合器摩擦片上的减振弹簧，如控制不好冲击可能会大些。

只要主动力源能准确调速和调转矩，不启用离合器换档是可行的。发动机的控制比电动机更难。发动机连续减转矩进行摘档，然后调整发动机转速进行同步，最后发动机连续加脉动转矩进行挂档，但发动机瞬间加转矩比较困难，除非发动机控制器能进行很好的配合。

在传统动力系统中无离合器换档的主要体现形式是，离合器只用于怠速和起步，不参与换档控制，离合器状态一直为关闭，换档过程中只有摘档、选档、同步、挂档，但是原先的摘档前降矩和挂档后的恢复转矩同样存在。

（1）摘档

当有换档请求时，按正常离合器控制需要，离合器分离后开始摘档过程，而无离合器换档在此过程中离合器保持原有状态，所以在此过程中，所考虑的是摘档的平稳性。

摘档过程中，如果齿轮组受到外界力的作用，由于有防脱档的倒钩，齿轮的啮合会很紧，因此摘档可能会失败。即使摘档成功，车辆摘档过程中所导致的动力突然中断，也会使车辆运行不平稳。所以，在此过程中重点考虑的是动力平稳性摘档，首先降矩到离合器无转矩传递，然后执行摘档。其涉及的参数有主动力源的输出转矩和输出轴转速。不管是升档还是降档，该过程的处理方法大多相同。

（2）选档

选档与有离合器换档相同。

（3）同步

在有离合器换档的同步过程中，离合器分离后，同步时需要同步器进行同步，而在无离合器换档过程中，仅通过同步器同步是不能满足同步要求的。所以，在无离合器换档过程中同步需要调发动机转速或电动机的转速来控制同步过程。升档与降档过程中，转速下降或上升中的共同点是输入轴与输出轴换算后的转速同步，其同步完成处理方法与有离合器参与换档时相同。但同步精度要求较高，否则会造成打齿甚至冲击而破坏变速器。增速换档时发动机或电动机的转速应等于或略高于而不能低于同步理想转速，否则会使车辆受到冲击，有停顿感。

只要动力源的转速控制得好，同步器里的摩擦锥面就可以省略。即使有，也基本不用，磨损了也没有关系。这对后面要谈到的快速 KD（降档增矩）很有帮助。

（4）挂档

无离合器挂档过程和摘档类似，如果已经同步，又相位相配，齿套插入就不成问题。挂好档之后，就是恢复转矩的过程。该过程和有离合器换档相同。

通过上面 4 个过程的分析，其基本控制流程如图 4-25 所示。

此时，控制驱动输入轴的主动力源进行调速，在输入轴速度合适的情况下，挂档电机开始挤压同步环进行同步。

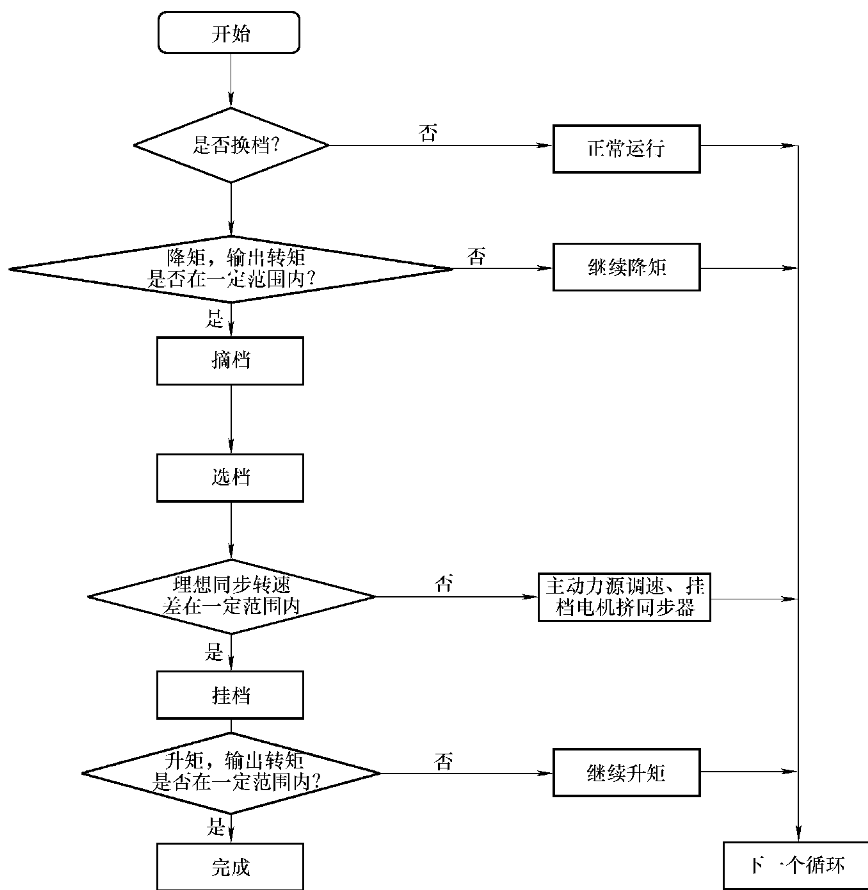


图 4-25　无离合器换档控制流程

4.11　问题思考

① 换档时间越短，动力中断时间越短，加速性就越好，但对执行机构的机械强度要求也越高。如何平衡换档时间和可靠性的双面需求？

② 执行机构采用不同驱动能源——电动、气动、液压等，优缺点各是什么？

③ 换档期间的能量损耗有哪些？

④ 要实现平顺换档有哪些挑战？

⑤ 如何计算换档时同步器能量消耗的大小？

⑥ 如何提高同步器的转矩传递效率？

⑦ 如何加快升档时发动机和电动机转速的调整速度？

⑧ 在升速换档和降速换档过程中，哪些控制量要区别对待？

第5章 离合器控制

离合器和联轴器一样，主要用于轴与轴之间的连接，但不是死连接，而是活连接。车用离合器绝大部分是摩擦式离合器。车用离合器有一大功能——在发动机和变速器输入轴之间形成有速差的连接。速差的大小在 0 ~ 100% 的发动机转速之间变化。离合器的这个功能在配置内燃机和手动变速器的车辆上非常有用。

① 对于传统能源的车辆，因为发动机不能在低速下运行，所以需要解决从静止到移动的缓慢起步问题。内燃机设置的怠速都是接近发动机能稳定运转的最低转速，一般在 700r/min 上下。只有用离合器造成速差来满足变速器输入轴从零速慢慢起步。

② 传统能源车在换档时一般要先打开离合器才能摘下档和挂进档。

③ 传统能源车在怠速时需要用离合器分开发动机和变速器（也可以挂空档）。

④ 传统能源车在发动机快熄火时应赶快打开离合器防止熄火。

但是纯电动汽车可以不用离合器，因为电动机可以从零速慢慢增速。还有，只要电动机控制器可以精确控制电动机的输出转矩，在不分开离合器输入轴的情况下也能摘档和挂档。再有，电动车不需要工作在怠速状态，电动机也不存在熄火问题。

对于使用内燃机的 AMT 系统，离合器是必要的。通常 AMT 在 5 种情况下要控制离合器：起动发动机、起步、蠕动、换档、防熄火。离合器的精确控制对自动起步及换档的性能至关重要。要控制好离合器，我们必须对离合器有深刻的了解。描述离合器基本性能的有离合器分离特性曲线、升程曲线和离合器负荷特性曲线。下面分别对它们进行介绍。

5.1　离合器的基本工作原理

图 5-1 为乘用车上常用的离合器的结构示意图。

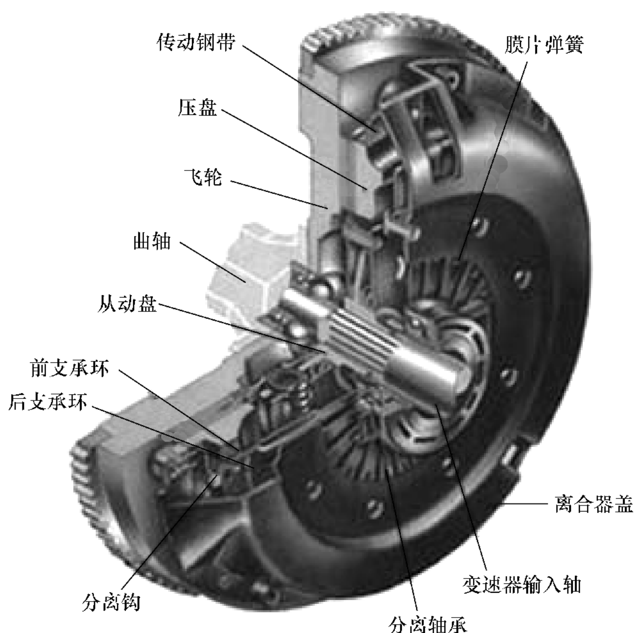
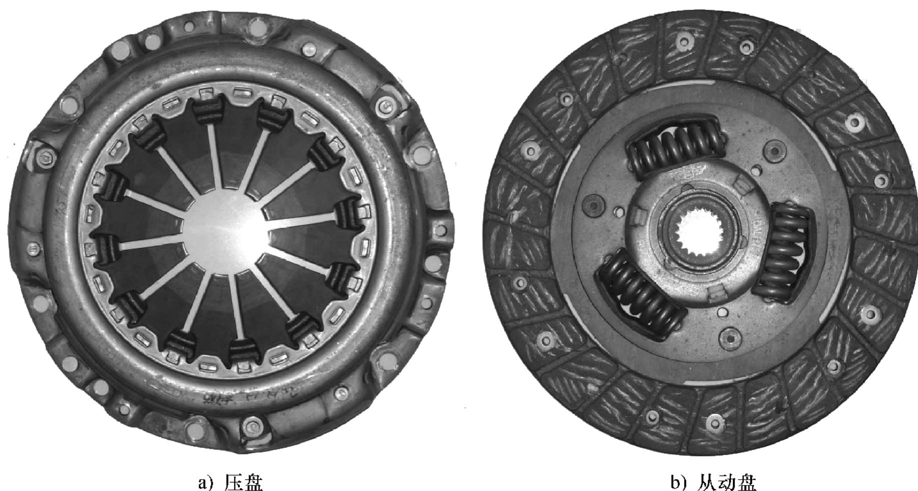


图 5-1　摩擦离合器示意图

离合器的输入端经飞轮和发动机的曲轴相连。离合器的输出端和变速器的输入轴相连。乘用车通常采用摩擦离合器。摩擦离合器里通常包含膜片弹簧压盘和从动盘。图 5-2a 所示为一个膜片弹簧压盘。图 5-2b 为一个从动盘。这个从动盘有两个环形摩擦片和三个减振弹簧。请读者根据自己需要参考离合器的专业书籍，以了解更详细的离合器机构，本书不再赘述。

在配置手动变速器的车辆上，当驾驶人踩下离合器踏板时，连杆机构或液压机构通过分离轴承将离合器摩擦片与飞轮分离，这样发动机的转矩就不能传递到变速器的输入轴。相反，当驾驶人松开离合踏板时，膜片弹簧将离合器摩擦片与飞轮压紧而传递转矩，从而使发动机驱动车轮。AMT 中离合器的接合和分离不是靠驾驶人踩下/松开离合器来执行的，而是由离合器执



a) 压盘　　b) 从动盘

图 5-2　摩擦离合器压盘和从动盘

行机构自动完成的。

5.2　离合器的分离特性曲线和升程曲线

目前大部分乘用车的离合器都使用膜片弹簧。在离合器完全接合时，离合器膜片弹簧放松压住离合器的摩擦片使之能传递最大转矩而不打滑。当离合器摩擦片磨损后或当膜片弹簧疲劳后，离合器就不能传递标称转矩而有可能造成打滑。在离合器完全分离时，离合器的飞轮和从动盘是分离的，离合器不能传递任何动力到车轮。值得注意的是，由于离合器膜片弹簧的杠杆结构，离合器从全接合到全分离所需的力不是固定的也不是线性的，甚至也不是单调变化的。

当分离和接合离合器时，作用于分离指端的载荷随分离指端行程变化的关系曲线和压盘升程与分离指端行程的关系曲线决定了离合器的特性。测试时可以用夹具将离合器盖总成夹紧，由一个伺服电动机驱动压盘，先使伺服电动机运动到压盘实际安装位置，然后伺服电动机在设定行程内往复运动。以实现在加载和减载分离指时，能记录作用于分离指的负荷、压盘位移，从而得到分离特性曲线和升程曲线。图 5-3 是一个实测的某离合器的分离特性

曲线图。

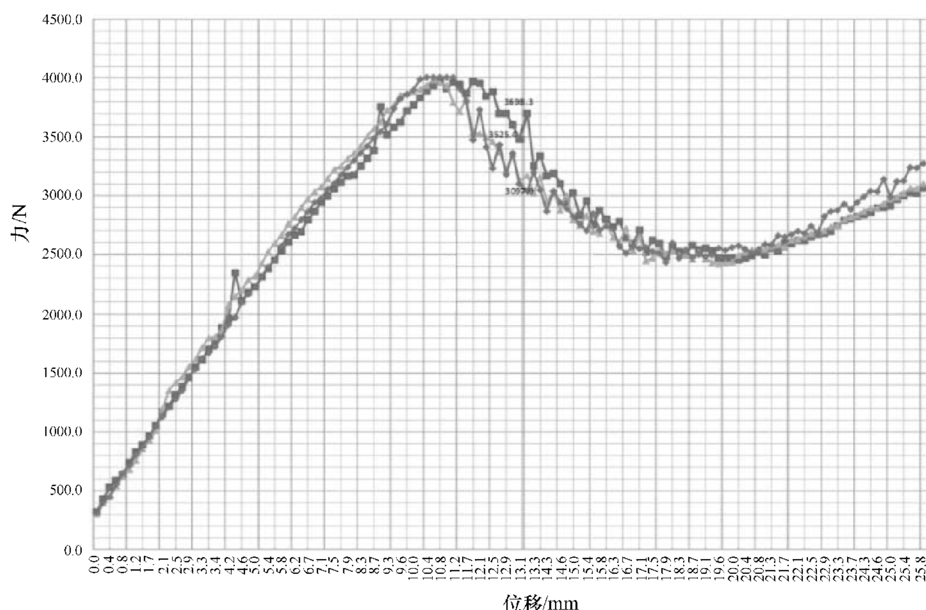


图 5-3　离合器压盘分离力曲线

负荷特性曲线是指在未装从动盘总成的条件下，对压盘加载和随后减载过程中压盘上的载荷与压盘位移之间的关系曲线。其测试方式为用夹具将离合器盖总成夹紧，压盘伺服电动机在设定行程内往复运动，以实现对压盘的加载和减载，同时记录压盘位移和作用于压盘的负荷，从而得到负荷特性曲线。

图 5-4 是一厂家某产品的离合器分离特性曲线和离合器升程曲线。

从图 5-3 和图 5-4 可看出，分离特性曲线的第一阶段是压盘受压变形储能阶段，基本呈线性。第二阶段为膜片弹簧进入杠杆支点后的能量释放阶段，曲线斜率变为负数，这个阶段是离合器完成从接合到分离的滑摩区。第三阶段为虚位区分离。图 5-5 是离合器分离指（套在分离轴承上）位移和压盘位移的关系。最左边一条线为作用在分离指上的力和分离指位移的关系。比较接近的三条直线是多次测试中分别得到的压盘位移和分离指位移的关系曲线。从图 5-5 可以看出，只有当离合器的分离力达到最大值，即接近负系数区后，压盘才真正开始相对于摩擦片产生位移。

可以按离合器分离的过程将图 5-5 对应的离合器分成三个阶段来控制。

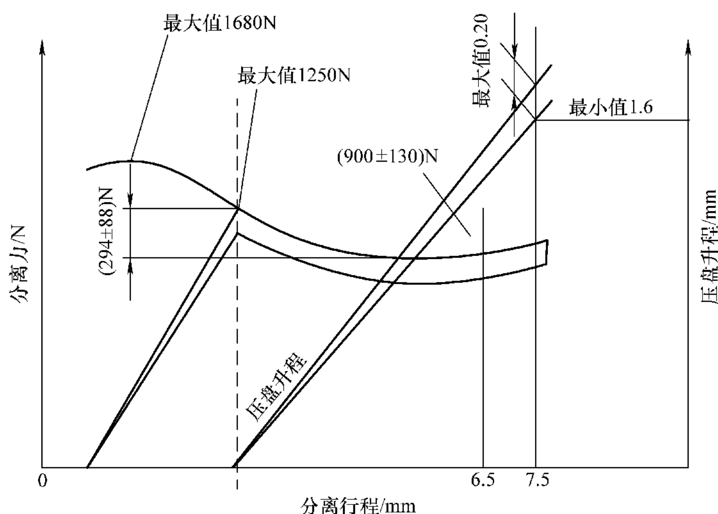


图 5-4　离合器分离特性曲线和离合器升程曲线

对于第一阶段的控制比较容易，位移和分离指的行程距离成正比。施加的力越大，换档指位移（压盘变形）越大。进入第二阶段后，需要分离离合器的力越来越小，这是不稳定的区域。摩擦片逐渐分离。由于不稳定区域刚好是离合器的滑摩区，对这个区域的精确控制十分重要，否则车辆的起步和换档都会出现较大的冲击。对于电动执行机构来说，电动机转矩的快速变化可以应对好离合器的负转矩特性。但对于气动系统，第二阶段的控制较为困难。

综上所述，可得到如下结论：

① 图 5-5 中分离指端行程段 0 ~ 4.0mm：分离力加在压盘的弹簧片上，弹簧受力变形但压盘本身不位移。弹簧力基本以线性增长，弹簧储蓄能量。

② 图 5-5 中分离指端行程段 4.0mm：弹簧片力量到达临界点（5500Nm），压盘本身开始位移。

③ 分离指端行程 4.0 ~ 12.0mm：弹簧转入负线性区，弹簧释放部分能量将压盘本身推开产生位移。由于其负特性，这就是离合器在短时间内迅速分离的原因，负曲线越来越陡（斜率越负），分离速度越来越快，控制越来

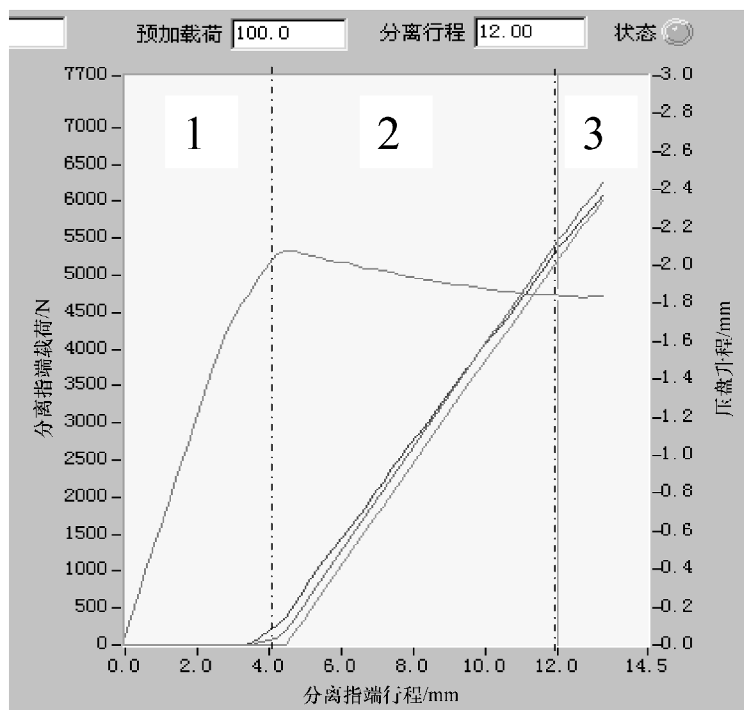


图 5-5　离合器位移和载荷力曲线图

越难。

④ 分离指端行程 12.0 ~ 13.0mm：离合器已经完全分离，作为保证离合器被分离的余量。

在图 5-5 中，换档指在零点后就开始挤压压盘，但在实际系统中，可能存在虚位，即换档指有位移，但还没有碰到压盘。虚位的大小和摩擦片磨损的大小有关系。为了节省打开离合器的时间，TCU 有必要对这个虚位进行自学习。在离合器完全接合时，保持换档指接近压盘比较好，这样就可以消除虚位的影响。

5.3　离合器转矩传递特性

根据离合器的实际尺寸和摩擦特性，离合器能传递的转矩 T_{CL} 和施加到

离合器的压力 F_n的关系为

$$T_{CL}=\begin{cases}0 & 空载\\ n\mu F_n r_f \mathrm{sgn}(\omega_m-\omega_c) & 滑摩状态\end{cases}$$

式中，n 为摩擦面数目；μ 为摩擦系数；ω_m 为发动机转速；ω_c 为输入轴转速，r_f为等效摩擦半径。

$$r_f=\frac{2}{3}\left(\frac{r_b^3-r_a^3}{r_b^2-r_a^2}\right)$$

式中，r_a、r_b分别为摩擦盘的外径和内径。

从上述公式可看出，只要调整离合器的接合力 F_n，就可以调整离合器能传递的转矩。离合器的接合力大小取决于离合器的位置和离合器执行机构作用到换档指上的力的大小。根据离合器压盘的分离力特性曲线，可以得到对应位置的膜片弹簧压力 F_s，这个力的一部分被执行机构顶住 F_a，剩下的一部分作用在离合器摩擦片上，即 F_n，故有

$$F_n=F_s-F_a$$

当离合执行机构不驱动时，即 $F_a=0$，那么膜片弹簧的全部力量就加载在离合器摩擦片上。因为膜片弹簧力不完全是线性的，所以离合器摩擦片能传递的转矩和离合器的位置也不完全是呈线性关系的。再有就是摩擦系数 μ，它不是一个常数而是变化的，这就给控制带来了难度。有效的办法是实时自学习和自动适应。

当发动机输出转矩大于离合器能传递的转矩时，离合器打滑。发动机输出转矩越大于该转矩时，滑差越大。所以配合调节发动机的输出转矩和离合器的接合位置就可以调节离合器传递的转矩大小和离合器的滑差大小。

图 5-6 所示为在离合器从全分离位置开始接合到离合器摩擦片接触之前，离合器不能传递任何动力。当离合器逐渐接合使得主动盘和离合器摩擦片开始接触时，离合器开始将发动机的部分转矩传递给变速器的输入轴，但两者转速一般有差别，该点被定义为接触点或开始滑摩点，简称滑摩点。当所传递的转矩还比较小时，原是静止的车辆可能还不会动。随着离合器摩擦片的进一步接合逼近，所传转矩会增加，车速可能上升。当离合器开始能传递发动机输出的全部转矩时，离合器主动盘和从动盘没有速差，此点被定义

为接合点。但是当施加的转矩变化时，该点位置也是变化的，所需传递的力矩越大，该点越远离开始接触点。当离合器接合到某一点时，离合器就可以传递标称的最大转矩。从接触点到最大转矩传递点是离合器的滑摩区。这个区一般是比较小的，只是毫米级，而且转矩传递的大小和接合距离关系不一定像图 5-6 所示的线性关系。一旦发动机的输出转矩大于离合器能够传递的转矩，离合器就会打滑，变速器的输入轴和输出轴就会出现滑差，发热和磨损就会发生。所以根据离合器的滑摩位置控制发动机的输出转矩，是防止离合器不必要打滑的重要手段。

先假设离合器摩擦片的摩擦材料和离合器的温度不变，那么离合器传递转矩和接合深度如图 5-6 所示。

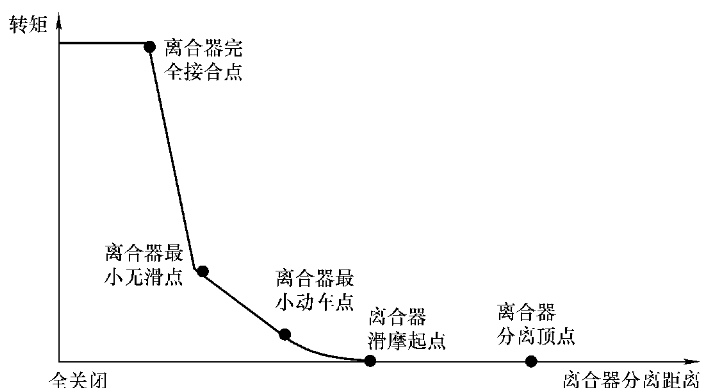


图 5-6　离合器开度和传动转矩示意图

图 5-6 中所示的 5 个圆点代表着离合器 5 个重要位置：

① 离合器分离顶点：这是离合器能分离的极限点。对于一个成型的离合器，这个点基本上是固定的。

② 离合器开始接触滑摩点（Kiss Point）：当离合器开始接合时，离合器摩擦片还没有接触，但当到达滑摩点时，离合器已经能够传递一点转矩，传递转矩的大小仅够带动没有负载的输入轴由静止开始空转。这个转矩的大小取决于输入轴的轴承摩擦阻力和输入轴旋转时的搅油阻力。输入轴的等效惯量和温度对静态阻力和动态阻力有一定的影响。在低温下，这个阻力可能会很大。它和离合器的磨损程度也都有很大关系。这一点通常简称为滑

摩点。

③ 离合器最小动车点（Bite Point）：这是当挂好档后慢慢接合离合器，随着离合器摩擦片能传递的动力增加，车辆开始移动的点。这个点对起步控制很有用，但是这个点不是固定的，这和路面坡度、路面光滑度、车辆载重、轮胎充气量、发动机转速、离合器的磨损程度等都有关系。

④ 离合器最小无滑点：离合器慢慢接合到该点时，已经没有了滑差，输入轴转速等于发动机转速。这个点也是变化的，一是由于摩擦片的磨损，二是由于转矩的变化。转矩越小，该点离开始接触滑摩点很近，反之越远。当离合器磨损到一定程度时，离合器在大转矩下可能一直打滑，这时，就该更换离合器的摩擦片了。这一点也叫开始分离滑摩点，当离合器逐渐打开到这一点时，开始出现滑摩。

⑤ 离合器完全接合点：关离合器到达此点时，离合器压盘已经完全放松压在摩擦片上。离合器应能传递最大转矩。当分离离合器到达该点前是空行程的虚位，压盘不变形，分离力很小。这一点的位置也是变化的，对于新摩擦片，该点离离合器最小接合点距离较远，但在摩擦片磨损后，这点即靠近离合器最小接合点。

位于图 5-6 纵轴上的离合器接合顶点是离合器执行机构能朝接合方向运行的极端位置。由于机械限位的作用，离合器执行机构只能关闭到这里。从离合器完全接合点到达该点就是虚位区。

离合器最小无滑点的位置和转矩的关系就是离合器的实际转矩传递曲线。每个离合器的实际转矩传递曲线可以通过变速器台架或实车实验得到。台架测试的方法比较简单。先接合离合器并设置驱动轴以一定的转速恒速旋转（转速控制），输出轴接上可变的转矩负载。

在离合器完全接合的情况下，逐渐加大驱动转矩直到离合器开始打滑，开始打滑点的转矩就是在该转速下的最大传递转矩。不同的转速，测到的值可能有所不同。

然后慢慢分步分离离合器，重复上面的测试，就可得到在不同离合器开度下和不同转速下的最大传递转矩。在小开度里，最大传递转矩应该比较接近。当拐点开始出现时，就是最大转矩滑摩区的起始点。

继续以上步骤直到离合器全部分离为止，这样离合器的整个由开始传递动力到打滑开始点的轨迹曲面就能被绘制出来。

同理，也可将离合器先全部分离并在输出轴上加以不同负载，然后在输入轴恒速运转的条件下慢慢接合离合器直到输入轴可以带动输出轴转动，这就得到在该位置下能开始传递的转矩。图5-7所示为实现这个测试的一个简单装置示意图。

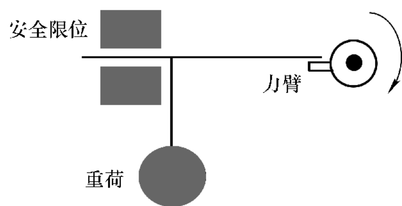


图 5-7　离合器承载力测试示意图

通过加以不同的重荷，就可以测到离合器在该速度下从滑摩点开始进入全负荷的轨迹。改变速度和重复以上实验就可得到能传递转矩的整个曲面。从开始滑摩到结束滑摩进入全负荷和从全负荷开始到滑摩退出负荷的轨迹可能不重合。

在实车上也可以做相类似的试验。在底盘测功机上以一固定的坡度运转，然后让离合器逐渐分离直到离合器打滑，然后又慢慢接合离合器直到不打滑，这就可以得到进入离合器打滑和停止打滑 2 个位置点。然后加大发动机输出转矩重复以上工作，就可得到完整的曲线。当然，测功机也许不能仿真足够陡的坡道使发动机在大转矩输出情况下打滑。另外，测功机上得到的转矩读数值需要和实际值进行验证。

如上所述，只有在滑摩区，离合器能传递的最大转矩是变化的，所以在分离离合器时，为了缩短时间，可分为三步。第一步是从全闭合快速分离到能传递目前转矩的最小无滑摩点，这段时间不影响离合器转矩的正常传递。第二步是进入滑摩区进行滑摩控制直到开始接触滑摩点，这个区域内的分离速度对换档性能非常重要。为了换档舒适，必须将离合器的接合位置和发动机的输出转矩紧密接合起来同时进行控制。一旦分离到接触滑摩点，离合器已不能传递任何动力，此点之后的分离速度不会对动力链产生什么影响，因此可以加快。离合器位移和载荷曲线示意图如图 5-8 所示。

滑摩点和滑摩区都会随时间的变化、磨损的变化而变化。移动距离和膜片弹簧弹性系数等也会随时间的推移发生变化。再有，即使是同类离合器，

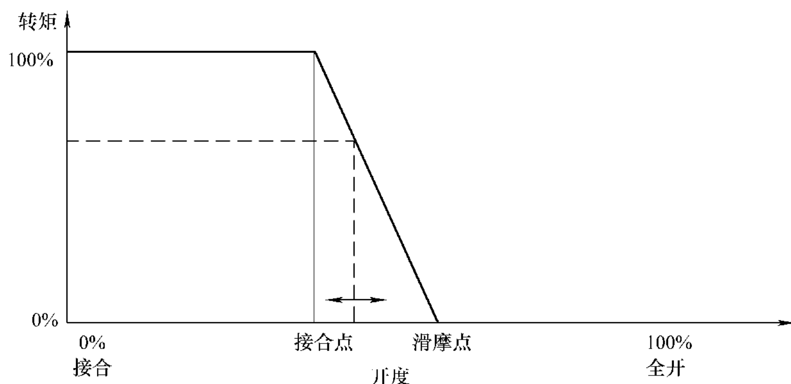


图 5-8　离合器位移和载荷力曲线示意图

各个离合器之间的差别也是不小的。因此为达到精确控制的目的，控制系统必须自学习。控制系统根据学习到的最佳距离、真实的转矩传递特性进行控制才能达到最佳效果。这在自学习一章中再详细讨论。

5.4　离合器摩擦片的振荡

离合器摩擦片上有多个减振弹簧。当摩擦片的摩擦力较大并不足以使其打滑而负载力大于弹簧的弹力时，那么减振弹簧就被压缩而积蓄能量，这就像拧闹钟发条一样。但当弹簧被压缩到某一点时，弹簧的力足够使摩擦片快速打滑，弹簧释放能量；然后又重复被压缩和释放，这就造成了摩擦片的振荡。即在减振弹簧没有积蓄到足够能量时，离合器摩擦片不打滑，但当弹簧积蓄到足够能量时就超出了离合器摩擦片能传递的转矩，离合器摩擦片便出现短暂打滑。离合器摩擦片就在这抱死和打滑之间运行而形成振荡。这类似于汽车刮水器在玻璃上振荡的原理。其受力轨迹如图 5-9 所示。图中实线为弹簧力较大的情形，虚线为弹簧力较小的情形。

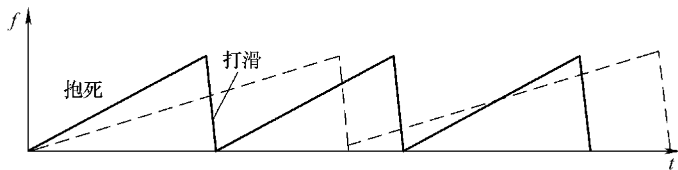


图 5-9　振荡原理分析图

为什么会从抱死突然变到打滑？主要是静态摩擦系数很大，滑动摩擦系数很小。只有当施加的力大于静态摩擦力时，物体才开始运动。但一旦运动，摩擦阻力很小，物体运动很快从而造成锯齿波式的往复振荡。改变机构的弹性和摩擦系数可以避免这种振荡。

改变正压力也就改变了摩擦力，因为摩擦力等于摩擦系数和正压力之积。如果静摩擦系数相同，那么改变正向压力可以改变它的振荡频率，但不能消除这种振荡。

5.5　离合器驱动机构的自锁

离合器分开时要克服离合器压盘弹簧力，因而要求离合驱动机构的驱动能力相对接合时大。如果离合器要在滑摩区的某一个工作点按固定滑差滑摩，则对于无机械自锁的离合器执行系统，离合驱动机构仍需提供驱动力以使离合器继续半分离，否则会自行接合。即使在要求离合器接合时，也常常由于压盘弹簧力太大而不能任其自由接合，而是由执行机构施加阻止力使其慢速接合，所以此时的驱动机构只提供比分离离合器时小一点的力就可以了。无自锁系统的优点是反应比较快，机械机构的跟随性较好。电动机控制只需单方向调速控制而无须使用 H 桥，使用一个电子开关也许就够了，因而可以简化电路，降低成本。但是在滑摩区工作或保持离合器分离时，要由驱动电动机长期维持这个驱动力是不利的，既费电又发热，影响电动机的寿命。

由于离合器压盘弹簧的作用，对于不自锁的离合器执行机构，离合器接合时并不需要加电使电动机反转，接合弹簧会强迫电动机反转。但如任弹簧力把离合器复位，则离合器会由于高速运动而造成不希望出现的机械冲击。由于其高速运转，较高的电动机反电动势就会发生。为了减少冲击，通常希望离合器在接合瞬间速度较慢，通常会采用反向电压使其形成反向转矩而减速。这样反电势和方向相同的外加电压叠加而可能会形成 2 倍于正常堵转电流的大电流危险情况。电压的真正值取决于电动机反转速度，这个电流可能会对电动机和电动机驱动系统造成破坏。因此，不宜采用反向制动来降速，而应采用短路制动。使用短路制动，短路电流会小很多，提高了系统的可靠

性。但制动效果不如反向制动强烈，转速越低，减速能力越弱，这也正是系统需要的，这是电流自动负反馈。

对于不自锁系统的另外一个可能会出现的危险是，挂好档后发动机转速不为零，离合器驱动机构本应使离合器分离，但由于突然失去动力而使离合器自动快速接合，那么车辆就会突然加速朝前冲（前进位）或朝后冲（倒档）。驱动机构突然失去动力的原因可能有气路突然爆裂、液压突然失压、电路突然开路、电池突然没有电等。这种突发的离合器接合可能会造成危险，应该尽量避免。

对于有机械自锁的离合器执行机构系统，在不需要改变离合器位置时，驱动机构就可以停止驱动，离合器保持分离在原先的位置不变。如果不用附加装置实现自锁，而是使用蜗轮蜗杆传动等来实现自锁，则通常摩擦力很大，执行机构的传动效率较低，也就是说需要较大功率的驱动机构。同时由于这种自锁机构静态时摩擦力大，一旦转动起来后摩擦力又减小，这种摩擦力的急剧变化容易导致控制不连续，而易造成位移脉动，会给控制带来一定的难度。另外，由于磨损，自锁系统可能由于摩擦力的减小而不能自锁。自锁系统要求电动机能正反转控制，电子电路常采用 H 桥因而相应较贵。这些都是自锁系统相对于无自锁系统的一些缺点。

5.6 离合器的应用

前面提到，通常在下述四种情况下，AMT 的离合器要采取行动：

① 起步控制：车辆从静止起步到在怠速下全合离合器之前，离合器一直处于半离合状态。离合器的位置控制的响应速度和精度决定了起步的反应速度和平顺程度。

② 蠕动控制：在车辆低速运行过程中，离合器处于滑摩状态，时而稍微分离一点点，时而稍微接合一点点，以离合器调节滑差来控制车速的快慢。离合器的反应速度越快，跟踪驾驶人的需求也就越紧密。

③ 换档：在换档过程中，一般要先分离离合器，再进行摘档、选档和挂档等动作。离合器的分离速度要和发动机转矩调整速度相配合。离合器分

离的速度太快，有可能会造成发动机转速飙升，但如果太慢，发动机就会拖住车辆造成车头点头的现象，还会使换档时间变长。在挂好档位后要接合离合器，接合速度太快会造成冲击，接合得太慢又会影响车辆的动力性。

④ 防熄火：在发动机低速运行时突然急制动，如果离合器不能及时分离，就可能会造成发动机熄火。另外，在上坡起步过程中，如果没有制动系统的配合，发动机响应很慢但离合器接合太快很容易引起熄火，与之相反，如果离合器接合太慢，则会导致车辆倒溜。

离合器控制对起步和蠕动的影响很大，这将另辟一章单独讨论。要防止发动机在急制动时熄火，就要求离合器能及时快速分离。这个分离离合器的快速性要求比前三者要求更高。如果离合器不能在发动机进入不稳定运行空间之前分离，那么发动机就很有可能会熄火。比如发动机转速能在 100ms 里从怠速降到发动机的不稳定转速（如 500r/min），那么离合器从全接合状态开始分离到达滑摩点的时间必须小于 100ms，否则发动机就会熄火。当然，离合器全接合的前提条件是车速等于或大于最低无离合器滑摩车速。如果车子本来就已经在蠕动的半滑摩状态，离合器从滑摩状态到全分离就会快很多。所以，在蠕动状态，离合器不要关到最低点，而是到最低无滑摩点附近，以减少离合器在空行程里的分离时间。这样就可以提高离合器执行机构的有效响应速度。

无疑，从防止发动机熄火以及缩短换档时间的角度来讲，离合器是分开得越快越好。如果是这样，那么需要控制的是分离的距离，当然在分离到底和接合到底时，可放缓速度以减轻分离时的机械振动。速度越快，距离越短，分开所需的时间也就越短。当然离合器的分离速度必须和发动机转矩控制相接合，分离太快会导致发动机转速飙升。所以离合器的最快分离速度不能完全取决于电动机能执行的最高转速，离合器的实际接合速度也不完全取决于驱动电动机的最高转速，而主要取决于发动机转速和变速器输入轴转速的差别以及人和机械对冲击的忍受能力。由于离合器的接合距离是已知的，因而可以通过电动机转速对离合器接合的轨迹可以进行精密的控制，离合器接合的轨迹则由可标定的表格查得。在离合器摩擦片接合的瞬间是控制离合器发热和冲击的关键点，此时接合速度的快慢是一个需要学习和控制的关键

参数。

在换档时，假设执行机构的驱动电动机以恒速分离和接合离合器，它的位移速度曲线可用图5-10表示。图5-10a中曲线为电动机控制状态：1为离合器分离；0为停止，−1为离合器接合。图5-10b为离合器位置；低为接合；高为分离。这里假设离合器以恒速度分离和恒速接合，但在实际中不会这样。

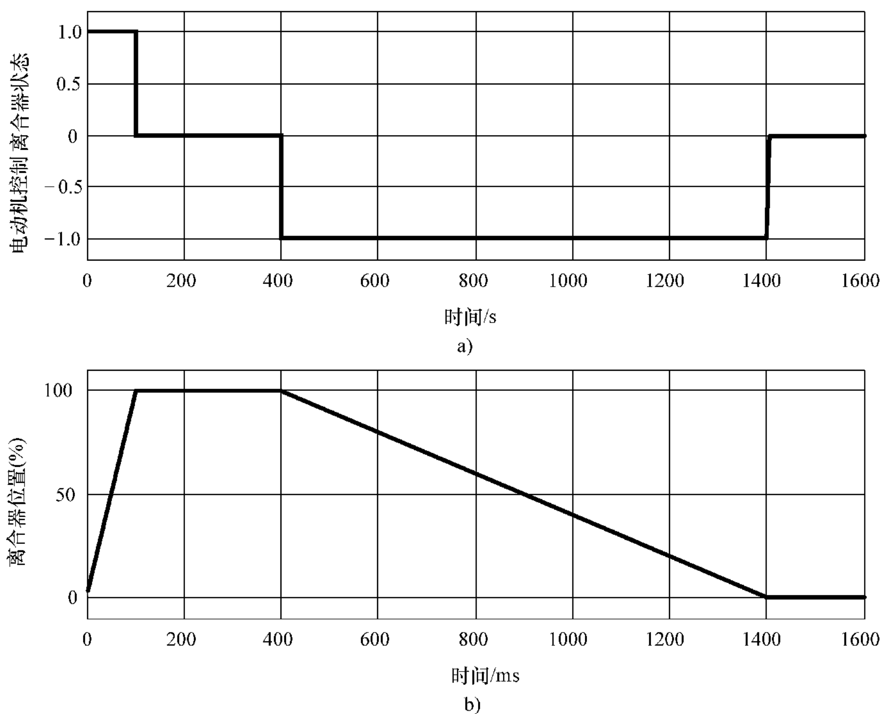


图5-10　离合器控制示意图

在实际工作中，离合器分离和接合的总时间占整个换档总时间的一大部分。如何平衡缩短分离与接合的时间、离合器磨损发热和机械冲击三者之间的关系十分重要。离合器在速差较大时急速接合会造成冲击，慢速接合会造成摩擦过久而发热。所以在表面上看来速差最小时接合是最佳选择，接合时间快一点和慢一点都不至于带来大的冲击，但是如果发动机没有快速控制，那么发动机的转速在加上负载后会立即下降，而会由车轮通过接合不好的离合器反拖发动机，从而使车辆发生前俯。增速升档接合离合器时，发动机的速度略高于输入轴转速较好，这样就可以帮助车辆尽快增速。

5.7　离合器执行机构

离合器执行机构的中心任务是根据目标位置指令准确及时地分离和接合离合器。为实现这个目标，可以有多种驱动方式：纯气动、纯液压驱动、纯电动、混合式驱动。驱动方式的选择主要根据离合器分离力的大小、空间要求、气源、电池大小、成本等来确定。纯气动、纯液压驱动、纯电动这几种驱动方式的结构都比较简单，混合式的比较复杂。小离合器用纯电动机驱动或液压驱动都可以。有气源的用纯气动比较经济。

图 5-11 是一个用 12V 直流有刷电动机驱动的离合器执行机构。它由一个直流有刷电动机、一个位置传感器、一个减速机构组成。它结构紧凑，占空间很小，适用于中小型变速器。



图 5-11　电动式离合器执行机构实例

图 5-12 是混合驱动的离合器执行机构的一个例子。它由电动机驱动液

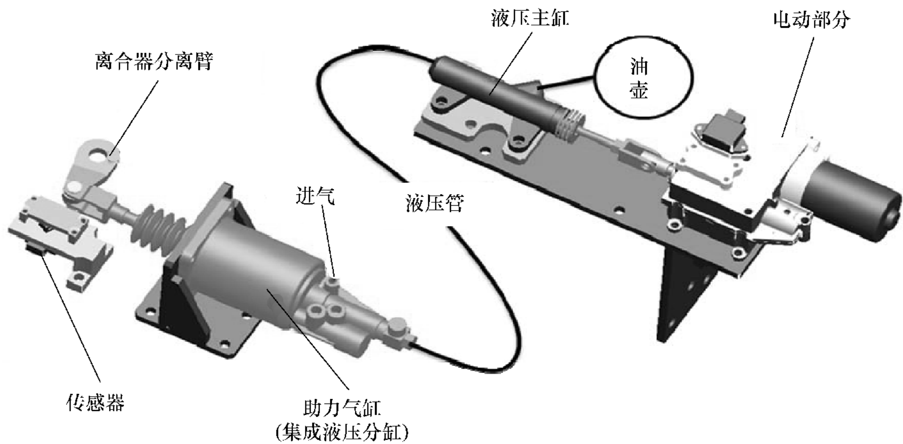


图 5-12　混合驱动的离合器执行机构示例

压主缸，液压主缸又控制气缸并一起驱动离合器的摇臂。这种机构的优点是继承了原有车上的离合器执行机构且其安装位置没有变动，缺点是较为复杂。

5.8 离合器位置控制

正如上面所提到的，AMT 在给定理想的离合器目标位置之后，离合器执行机构应快速准确地到达该目标。图 5-13 是离合器位置跟踪控制流程图

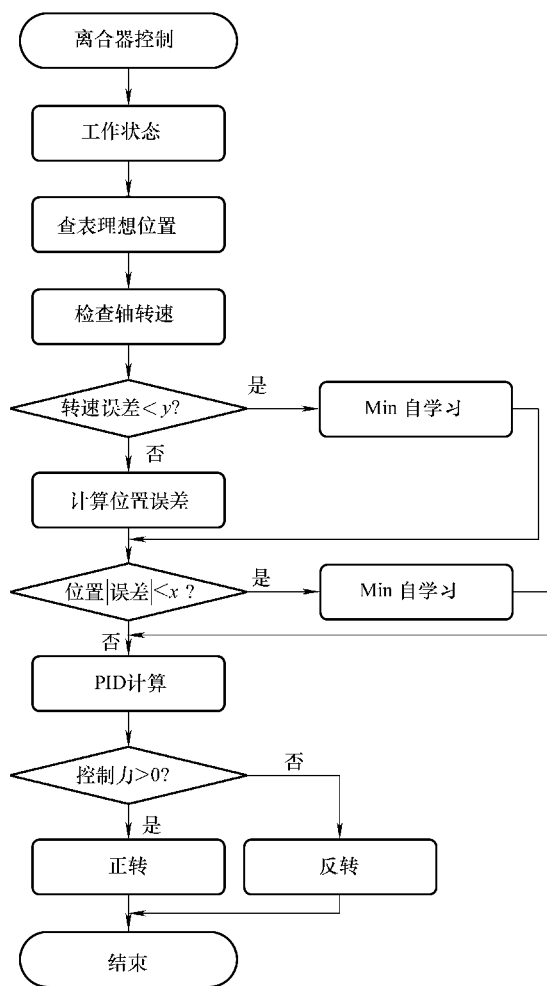


图 5-13　离合器位置跟踪控制流程图例子

例子。它有速度控制和位置控制两个环。增加速度控制的目的是加快速度和抑制冲击。有关离合器更具体的控制方法和注意事项会在第 5 章里详细讨论。当然速度控制也可以从位置控制来实现。

发动机最低运转速度保护也是通过离合器来协助控制的。在怠速条件下，发动机控制系统会维持发动机的转速，变速器控制器无须努力。但汽车在挂好档后正常运行过程中，如果由于档位不合适而引起发动机转速过低（如急速制动时），则变速器控制器应控制离合器分离，以避免发动机熄火。

5.9 离合器和输入轴滑差控制

当挂好档后离合器接合时，在离合器摩擦片开始接触并传递动力到离合器摩擦片完全抱死就是离合器滑差到零的过程。在无转矩传递或无滑差的情况下，离合器摩擦片不消耗功率。但如离合器在传递转矩并且离合器摩擦片有滑差，那么离合器摩擦片就消耗功率而发热。消耗的能量是消耗的功率对时间的积分，显然在相同的传递转矩和滑差下，这个过程越长，消耗的能量也越多，摩擦片磨损越多，发热也越严重，浪费的能源自然越多。所以从节约能源、减少磨损的角度讲，在相同的传递转矩和滑差下，滑摩时间越短越好。

滑摩时间越短，动力链转矩传递的变化率就越大，冲击可能就越大。由于摩擦盘的减振弹簧和动力链的弹性、惯性等相互作用，这个冲击可能会引起动力链的振荡，使驾驶人和乘员感觉不适，甚至影响车辆机械部件的寿命。

在图 5-14 中，输入轴在 $T=1.415$ 时开始抖动，所对应的离合器位置是在 452 AD 单位，而自学习的滑摩点也是在 452 AD 单位。这证明这是离合器摩擦片初接触时引起的输入轴抖动。此处输入轴抖动的峰峰值为 200r/min。这个抖动应反映到输出轴，引起车身的抖动。

图 5-14 中，调节发动机转矩的目的是维持发动机转速不要降得太快。值得注意的是在离合器完成传递所需转矩前后输入轴转速和发动机转速的变化关系。开始发动机带起输入轴转速（联系到输出轴），之后输入轴又将发

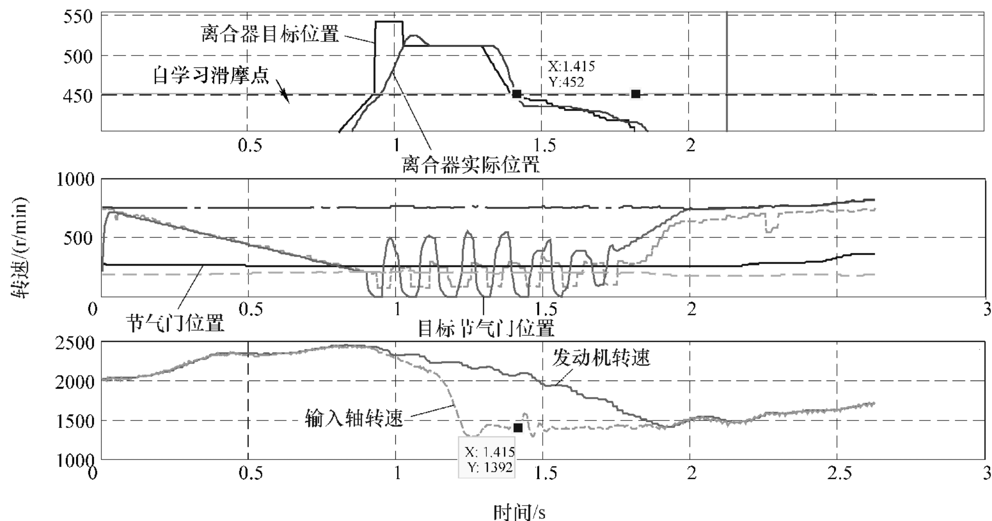


图 5-14　换档时输入轴转速振荡

动机转速拉下到低于目标值进而引起振荡。这个振荡的峰峰值接近 100r/min。这种振荡是不允许存在的。

如果能事先将发动机转速调到并维持在理想转速上方一点点并稳定一段时间再接合离合器，那么造成这种振荡的可能性会小很多。但是发动机转速的减小取决于发动机控制器和发动机本身，在断油之后，发动机自由减速。

下面几幅数据图是分析离合器滑差和离合器位置的一组实际测试数据图。图中曲线为一次实车驾驶测试中不同换档档位下换档时离合器的滑差。图中纵坐标是离合器滑差值，横坐标是离合器分离位置，单位是模数转换值。由于是接合离合器，分离位置从大的值逐渐变为小的值，即接合离合器时随着时间的推移从横坐标的右边往左边发展。到左边滑差为零，说明离合器不打滑了。

从图 5-15 ~ 图 5-18 这四个图可看出，在各个升档图中当离合器位置为 435 附近时，有一个信号密集线，这就是在离合器摩擦片刚接触时引起的输入轴抖动，这就是离合器的开始接触滑摩点，简称滑摩点。

通过滑摩点后继续接合离合器，离合器滑差迅速减小。其原因一是发动机本身的继续速降，二是离合器接合降低了车速。由于车辆的惯量比发动机的惯量大，自然发动机减速大于车辆增速，但有时双双减速。

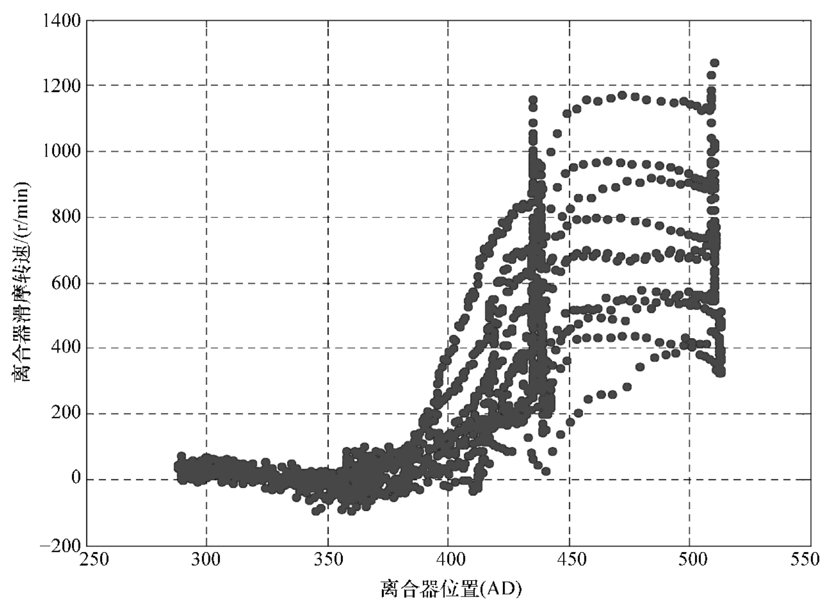


图 5-15　1 档升 2 档时离合器滑摩曲线群

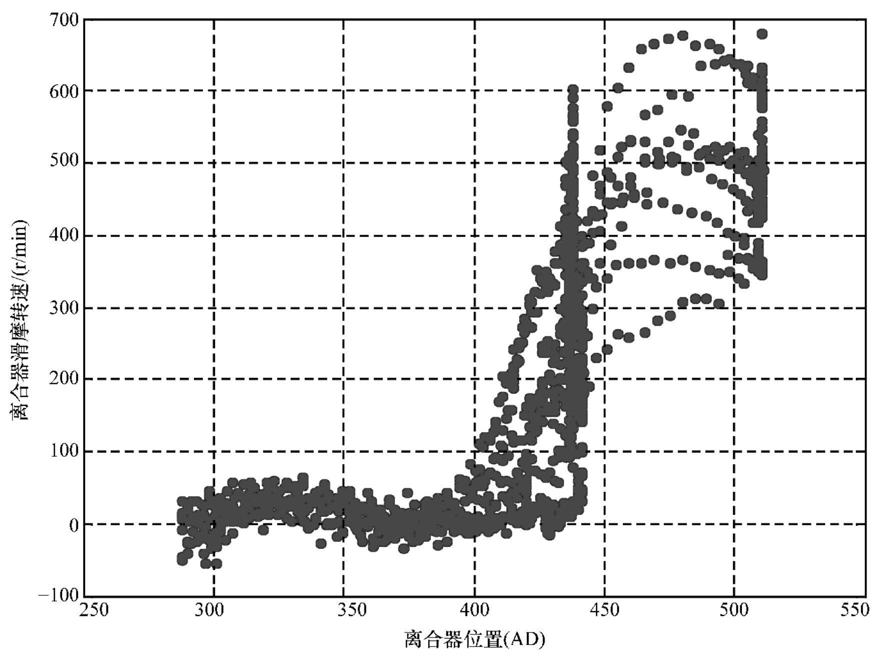


图 5-16　2 档升 3 档时离合器滑摩曲线群

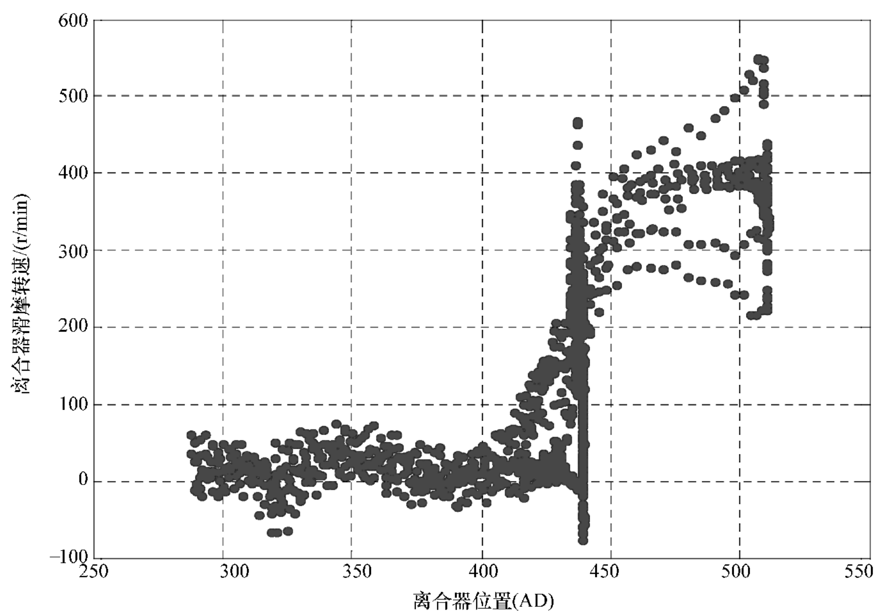


图 5-17　3 档升 4 档时离合器滑摩曲线群

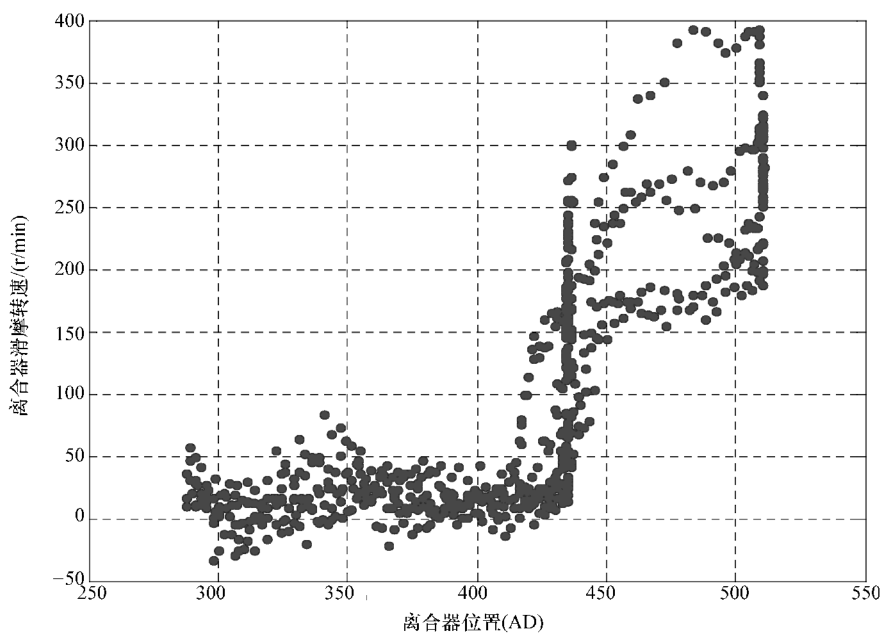


图 5-18　4 档升 5 档时离合器滑摩曲线群

表 5-1 为从上述数据中统计出来的结果。

表 5-1　滑摩点统计

档位变换	开始接合点	开始滑摩点	滑摩距离
1 档→2 档	375	435	60
2 档→3 档	389	438	49
3 档→4 档	400	437	37
4 档→5 档	415	435	20

从表 5-1 和这些图中得出的结论是：

① 在这次驾驶测试中，每次接合离合器前发动机的转速都没有和变速器的输入轴同步。低档速差最大，高档速差最小。

② 在同一档位的多次换档过程中，无论发动机初始速度高低，离合器接合到达同步的时间相类似，即滑差减少斜率可变，这可归结于离合器在相同的位置在相同的转矩下同步。

③ 档位越高，其滑摩区的距离越短。

④ 在速差较大时（>50r/min），速差的减少和离合器位置基本呈线性关系。

⑤ 要消除动力链的振荡，控制滑摩区转矩的滑差十分重要。当动力链的储能器件缓慢储能时，即增加系统的阻尼就会抑制振荡。阻尼大小就靠离合器的滑差控制。

下面是某公司开发的 AMT 采用液压控制离合器的一些测试数据分析。该系统中的离合器位置为高值时对应于离合器接合，低值时对应于离合器分离。图 5-19 是 3 档降到 2 档的情况。从图 5-19 中可看出，离合器先从全接合状态打开到滑摩区稍有停顿，然后快速全部分离离合器。在接合离合器时，先慢速进入滑摩区，然后快速接合离合器，最后慢速接合到底。离合器在 200ms 内完成分离，然而用了 2.28s 才完成接合。

升档时有所不同，分离离合器速度有所放慢。图 5-20 所示为 2 档升 3 档的情况，分离离合器时间为 540ms，而接合离合器时间为 1.68s。离合器保持打开时间为 180ms。

离合器的分离速度和接合速度是 AMT 换档性能的关键因素。慢速分离

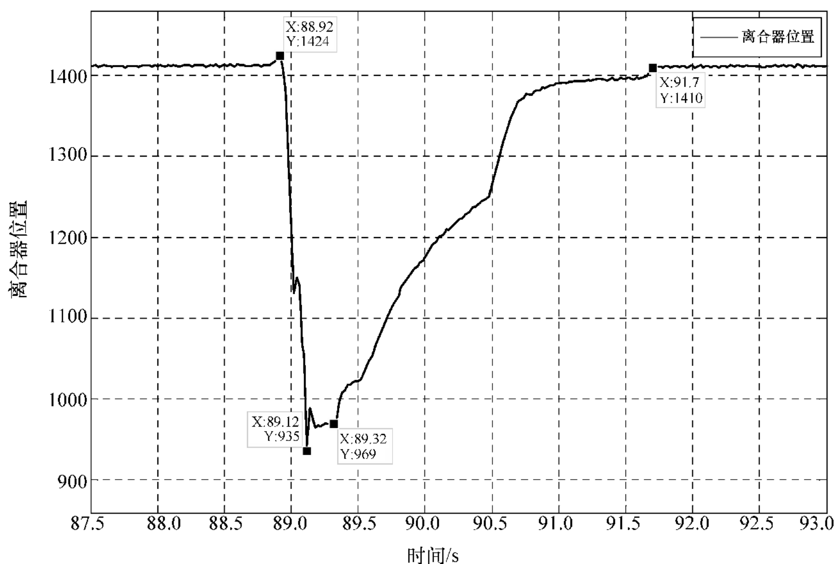


图 5-19　3 档降到 2 档时离合器位置变化曲线

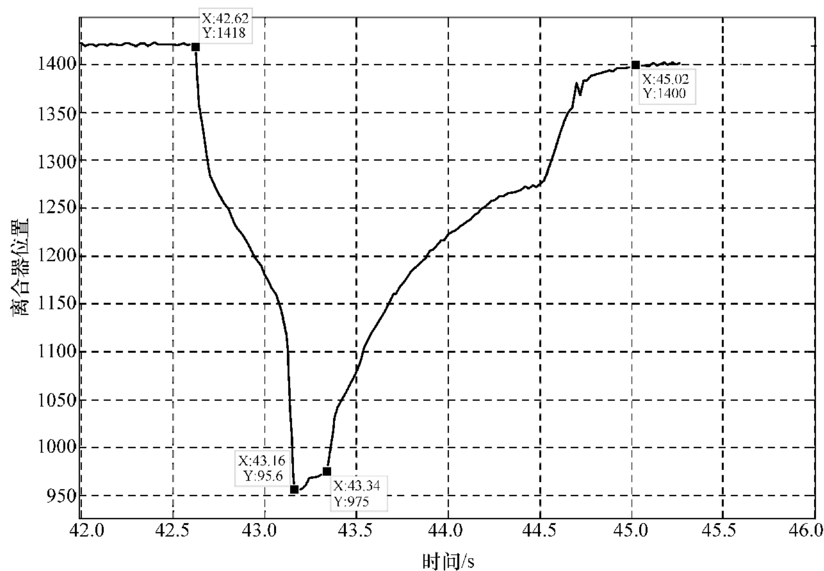


图 5-20　2 档升到 3 档时离合器位置变化曲线

和慢速接合可避免动力链的冲击和振荡，但是会延长动力中断时间和滑摩时间。长的滑摩时间不但会增加离合器的磨损、能量损耗，还会使驾驶人感觉

车辆无力，动力性差。所以，离合器的动作速度需与驾驶人的意图紧密结合起来。当驾驶人急速踩加速踏板时，可加速离合器的动作，反之可放慢离合器的动作。加转矩升档时，可加速离合器的动作；反之，减转矩降档时，可减慢离合器的动作。这是人性化的智能控制。

5.10　气动控制

对于公交车和一些工程车，车内气源是必备的。对于这种车辆，用气来作为动力推动离合器是很经济的，因为气缸结构相对简单，成本也低。另外，气缸的控制通常是通过电磁阀来完成的。电磁阀的控制也很简单，控制电流很小，因此对电子驱动电路要求低。但缺点是一旦气路出故障，没有气或气压不够就无法操作离合器，尤其是在发动机起动前气罐内没气时无法分离离合器。

常用于控制离合器的气缸如图 5-21 所示。

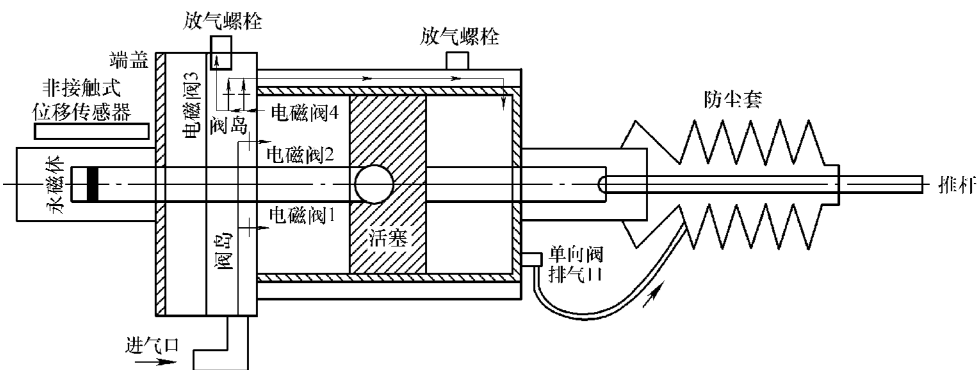


图 5-21　气动机构原理图

它采用图中的左缸压力控制，2 个进气阀负责充气，2 个排气阀负责排气。右缸是一个对外开放腔。当进气阀开启时，在气压源和缸内压力的压差 p 下，通过等效面积为 A_v 的气阀门的气体进入左缸，其流速为：

$$f' = \Delta p / A_v$$

在大部分公交车上，实际的气压源会在 6 ~ 9MPa 内变化，但为简便起

见，先假设气压为恒定并为 7MPa，那么气阀进出气两端的压差变化范围为 0～7MPa。

进入气缸的总气量

$$Q = tf'$$

当缸内压力和气源压力一致时，没有空气流动。

如忽略气缸内弹簧阻力和摩擦阻力，那么活塞的运动取决于如下方程：

$$F_a - F_c = am$$

其中，F_c是图 5-1 所示的离合器膜片弹簧（或其他弹簧）作用到气缸推杆的回位力，即离合器分离力（忽略摩擦力，回位力应等于分离力）；a 为离合器推开方向的加速度；m 为离合器活塞和推杆的等效质量，假设在整个运行过程中该值为常数。F_a是缸内活塞在进气空气压力下的推力，为

$$F_a = pA$$

式中，A 为活塞有效面积，为常数。假设活塞直径为 103mm，活塞杆直径 22mm，则 $A = 3.14 \times 51.5^2 - 3.14 \times 11^2 = 7948\text{mm}^2$；$p$ 为缸内压力，压力传感器可以实时监测缸内压力的大小。

图 5-22 是另一种气缸——双腔控制气动机构原理图。该气缸活塞左右的两个气腔都是密封的，为叙述方便起见，图中左边的暂定为正缸，右边的定为反缸。两个气腔都分别由一个进气阀和一个排气阀控制器内部压力。

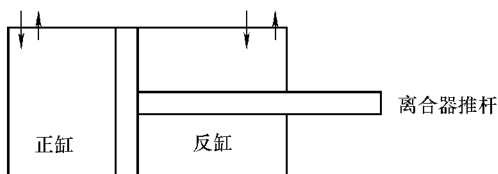


图 5-22　双腔控制气动机构原理图

在正缸内加压高于反缸时，活塞杆（即离合器推杆）推动离合器的膜片弹簧，当力达到一定程度时，活塞右移推开离合器，离合器分离；当活塞杆上的阻力小于膜片弹簧的力时，离合器开始接合。

5.11　问题思考

① 什么样的离合器的分离特性曲线更适合 AMT？

② 离合器摩擦片的磨损对离合器的控制有什么影响？

③ 离合器压盘的疲劳对离合器的控制有什么影响？

④ 如何利用离合器闭合时压盘的释放能量？

⑤ 从动盘上减振弹簧的行程和弹性系数对离合器的控制有什么影响？

⑥ 气动离合器机构中的空气可压缩性对离合器的控制有什么影响？

第6章 发动机控制

正如前面所提到的，在 AMT 控制系统中，对动力源的控制十分重要。AMT 在自动起步和换档时对动力源的转矩和转速都有特殊要求。对于纯电动车的动力源，问题比较简单，其原因是电动机的控制比较容易些。如果动力源中有发动机，那么就可能有离合器，加上发动机的响应速度和控制精度都不及电动机，所以相对难一点。换档时的发动机控制又可分为分离离合器前后和分离过程中的发动机转矩控制、同步控制和接合离合器前后和接合过程中的发动机转矩控制三大部分。发动机转速、转矩控制的品质好坏，会直接影响 AMT 的换档品质和起步质量，甚至影响 AMT 的可靠性。为了更好地理解 AMT 系统对发动机控制的原理，下面先简要介绍发动机的工作原理。

6.1　发动机工作原理

发动机有很多种类，汽车中最常使用的是四冲程柴油机和汽油机。顾名思义，柴油机使用的燃料为柴油，汽油机使用的燃料为汽油。四冲程就是发动机在一次做功循环中有吸气、压缩、燃烧做功和排废气四个过程。发动机每完成一次循环，发动机轴（曲轴）旋转两周（720°）。

① 活塞在气缸中往下运动时，空气通过发动机的进气阀进入缸内。对于非直喷内燃机来说，在吸气过程中就将带有柴油或汽油的混合气体吸入气缸内。吸入的燃料越多，发动机能释放的能量可能就越多。汽油机是通过节气门来控制进气的多少进而控制发动机输出转矩的大小。对于直喷的内燃机来说，在吸气过程中只是吸气。内燃机需要空气中的氧气和燃油混合才能燃烧，燃烧后才能释放热能。

② 压缩过程是将吸入的空气进行压缩以达到容易燃烧的条件，并为做功做准备。柴油机的压缩比很大，即压力很高。因此柴油机缸体通常比同功

率的汽油机更笨重。

③ 燃烧过程就是将压缩了的油气混合体进行燃烧。汽油机的燃烧方式是火花塞点火，所以汽油机通过火花发生时间来准确控制点火时间。柴油机的燃烧方式是压燃，即缸内混合气在到达需要的压力后自燃。直喷柴油机是通过喷油时间来准确控制开始燃烧的时间。开始燃烧时间的先后对输出功率、爆燃、废气排放等性能都有很大的影响。燃料在封闭的缸内快速燃烧。燃烧中产生大量的热和气体。急剧膨胀的气体将活塞往下推。这个被下推的活塞通过发动机内的曲轴将转矩传向机体外进而推动车辆行驶，这就是我们需要的动力。

④ 废气排放过程就是将气缸内燃烧过的废气通过发动机上打开了的排气阀排出机体。废气中包含有一氧化碳（CO）、二氧化碳（CO_2）、碳氢化合物（HC）、氮氧化合物（NO_x）、二氧化硫（SO_2）、烟尘微粒（PM）等。国家有严格的标准以限制车辆排放这些废气的比例，如国Ⅳ和国Ⅴ排放法规等。先进的发动机和发动机控制技术使得发动机的废气排放比例越来越低。在提高发动机和发动机控制技术的同时，为了进一步降低废气排放，就要尽可能少用燃油，即降低油耗——这就是混合动力、AMT 等先进技术的发展动力。

四个行程中只有一个行程是做功，但是其他三个行程又必不可少。从上面可以看出，柴油机和汽油机的区别不只是燃油的区别，在控制方面也有很大区别。汽油机主要通过控制进气量来控制输出动力的大小。这是因为汽油机必须要保持最佳的空燃比以维持最佳燃烧、降低油耗和减少排放，所以气进得越多，喷入的汽油也会成正比例增多，输出功率也就越大。而进气量的大小主要由节气门的开度大小来控制。柴油机不需要控制点火，也不需要控制进气量，它的输出功率基本取决于喷油量的多少。

6.2　AMT 对 ECU 的要求

发动机的转速控制是通过调节发动机的输出转矩来实现的，所以发动机的控制可以归结为发动机转矩控制一项来处理。现在绝大部分发动机都有

CAN 通信，AMT 可直接使用 CAN 总线向 ECU 请求传输发动机转矩和转速信息。AMT 所需的发动机控制可分为如下五项：

① 起步时发动机转速控制。

② 换档同步时发动机转速控制。

③ 分离离合器时降转矩控制。

④ 接合离合器前发动机转速控制。

⑤ 接合离合器时升转矩控制。

和选换档控制类似，发动机的转矩和转速控制也分为目标设置和目标跟踪两大部分。对于起步时发动机的转速控制，将主要在起步控制里详细讨论，而对于换档同步时对发动机转速控制的主要内容已在 4.10 节中阐述。这里主要讨论换档过程中对发动机转速和转矩的控制。

系统不同，发动机的控制方法也有所不同。正像前面说的，有的 ECU 能接受 CAN 信号控制，但还不是所有 ECU 都具有这些功能。现实中有的 ECU 没有 CAN 总线通信，但有电子节气门，有的 ECU 既没有 CAN 总线通信，也没用电子节气门，而只能使用机械式节气门拉索机构来控制机械式节气门。

即使 ECU 具有 CAN 通信或其他形式的通信，这并不意味什么问题都没有了。有许多通信只是为在线诊断（OBD）服务的，即只是广播数据或根据 OBD 的需要读取特殊数据或测试个别器件。这些功能对 TCU 也有用处，但用处不大。理想的 ECU 应该能接受外界对发动机转矩和转速控制请求，即其可控性很重要，当然其控制性能更是十分重要。主要要求有如下几个方面：

① 能用 CAN、KWP2000、RS232 或 RS485 进行通信。

② 通信速率应该在 0.5Mbps 以上。

③ 发动机能够向 TCU 按 5ms 一次的速率（10ms 也勉强可以，温度信号可以更慢些，如 20ms）稳定提供所需要的信息。其中包括：

a）发动机转速（能探测到 50r/min 以下）。

b）发动机净输出转矩（最好扣除外负载，如空调及灯光等负载后的净输出转矩）。

c）电子节气门开度。

d）加速踏板位置。

e）车速（能探测到1km/h以下，或由ABS提供）。

f）制动踏板位置（最好模拟量，开关量信号较差）。

g）驻车制动开关。

h）空调压缩机开关。

i）进气温度。

j）发动机冷却液温度。

k）海拔。

l）转向盘拐弯角度（或由EPS提供）。

m）换档器位置。

n）门开关（或由车身控制器提供）。

o）驾驶人在位信号（或由车身控制器提供）。

p）坡度信号。

q）故障码等。

④ 发动机控制器在任何时候都能接受TCU的指令进行转矩控制和速度控制（要求任意控制其中一种，但不要求同时控制两者）。

⑤ 发动机能够快速、准确跟踪TCU要求的转矩，延时不超过200ms，小转矩时（<1/4最大转矩）静态误差不超过5%。

⑥ 发动机能够快速、准确跟踪TCU要求的转速，延时不超过300ms，静态误差不超过30r/min。

⑦ 发动机在500r/min、空载情况下不自动熄火。

⑧ 怠速时能接受TCU转矩控制，怠速的变化范围应在±30r/min之内，怠速的抗扰动能力（突加负载、怠速的变化情况）要强，最大怠速出力要大（维持怠速的发动机输出极限转矩，超过这个转矩怠速就不能维持了）以满足怠速自动起步方式爬大坡而不熄火的要求。

6.3　摘档前的降矩目标设置

AMT 是动力中断换档，在正式换档前，发动机的转矩必须从原有的驱动模式变为怠速模式以快速分离离合器和摘档。从缩短换档时间的角度出发，如发动机的输出转矩从原有转矩输出值直接下降至零，离合器能瞬间分离就不会导致发动机转速飙升。但是由于发动机动力链的动态特性，发动机转矩不可能瞬间到零，离合器不可能会瞬间打开。前面章节中也提到，当发动机输出正的转矩变成车辆反拖发动机时输出负的转矩而造成的转矩剧烈变化，会引起动力链振荡。变速器的齿间间隙也会出现齿相互撞击而造成冲击和噪声，甚至造成机械性破坏。所以，大部分情况下，不宜将发动机转矩立即降到零或负数，而应分阶段降低发动机输出转矩。

图 6-1 表示了换档时发动机转矩和离合器位置的对应关系。为了快速平稳地摘档，第一步是快速将发动机转矩降到恒速点所需的发动机转矩，即在离合器到达滑摩区之前发动机的输出转矩等于车辆的行驶阻力转矩，使发动机和车辆都恒速。车辆的行驶阻力和风速、路面坡度和摩擦系数、车重等未知因素有关，更和已知的车速直接相关。所以，目标转矩为

$$T = k_1 v + k_2 v^2$$

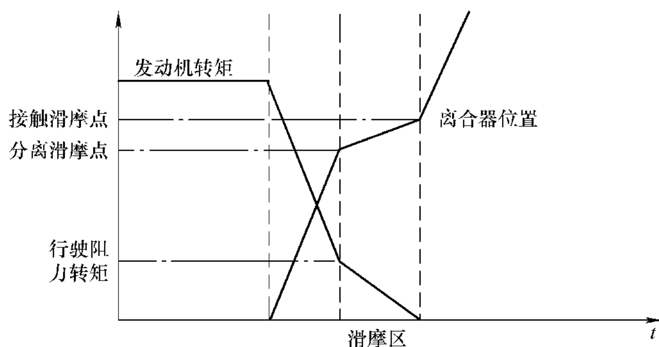


图 6-1　发动机转矩和离合器位置配合控制示意图

在此期间，加速度将会等于零。

第二步是在滑摩区根据离合器位置提供不超额的转矩，避免发动机转速飙升，也尽量避免车辆由于动力减少而明显减速（拖住感和点头感），即要随着离合器的逐渐分离而逐渐降低转矩，此时发动机真正的输出转矩已经小于行驶阻力转矩，车辆依靠惯量维持前进。当离合器到达滑摩点时，滑摩结束，发动机的输出转矩刚好降为零。当发动机的能量不能维持发动机本身在车速下工作时，那么就可能成为输出负转矩而拖住车子。所以，在加速升档过程中发动机不应该使净输出转矩变为负。在此期间，发动机转速和车速都会有一定程度的下降（下坡除外）。

究竟转矩下降的速率应该是多大为最佳，要看动力链的承受能力。在不引起动力链谐振和点头的情况下，越快越好。

其次要考虑的是离合器的分离时间。如果原先发动机输出转矩本来就不大，而离合器分离时间比较长，那么应先逐渐分离离合器。在离合器进入滑摩区时，离合器能传递的转矩受到限制，在滑摩情况下传递的转矩越大，离合器磨损和发热越严重。如发动机的输出转矩降得太慢，输出转矩还是很大，那么离合器一旦分离就有可能造成发动机转速飙升。这会进一步加剧离合器的磨损和影响下一步的同步。相反，如果发动机转矩降得太快而离合器还没有分离，就会造成前面说到的车辆反拖发动机，那么车辆就会出现不必要的降速，驾驶人会由于车辆突然降速（加速度变为负数）而出现严重点头的不适感。所以发动机降矩的快慢要和离合器的位置控制密切接合，要在发动机转速飙升和点头感之间找到最佳点。

下面以一个实例来分析，图 6-2 中是换档时各有关信号图，该图横坐标为时间，纵坐标为混合物理单位量。从图 6-2 中可看出如下几点：

① 在 $t=46.5$s 时，TCU 要求从 1 档换到 2 档。此时要求发动机降低转矩输出，离合器开始快速分离到离合器最小无滑摩点。理想的情况是在离合器分离到滑摩区开始点之后，发动机和车辆都停止加速但不减速，即 $a=0$。发动机只是提供能量克服车辆的滚动摩擦阻力和空气阻力等，以及避免动力链振荡。

② 从图中还可以看出，在发动机降矩的 500 多 ms 里发动机的转速仍然在上升。这是由于离合器还没有分离，也没有摘档，发动机输出转矩还是大

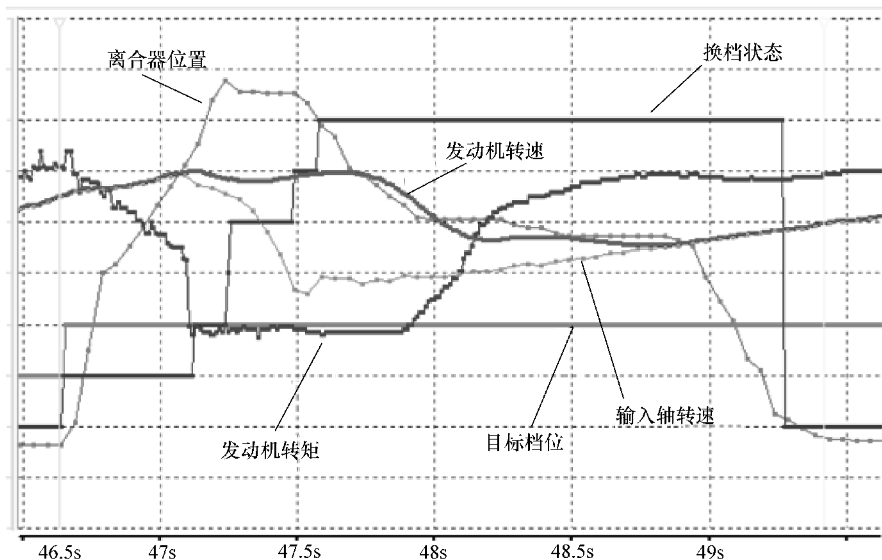


图 6-2　离合器以及发动机的配合控制实例

于行驶阻力转矩，所以，车速同样在上升。从换档性能的角度来讲，这是不希望发生的，这会导致换档延迟。发动机转速继续上升的原因有两个。一是发动机的目标输出转矩降得不够，如果输出转矩大于车辆前进阻力转矩，发动机肯定会继续增速。只有当输出转矩等于阻力转矩时，发动机才会恒速。第二种可能是开始下坡。

③ 在降矩期间，尤其是进入滑摩区时，发动机输出转矩的急剧跳变并没有使输入轴发生异常抖动，这说明发动机转矩的下降速度还有潜力提高。

④ 在降矩期间离合器以 200ms 左右的时间分离，到达了“开始分离滑摩点”的 70%，后面的 30% 花了近 400ms。可以看出这个时间可以缩短，应以第一段的分离速度直接分离到“开始分离滑摩点”。滑摩区的计算应根据输出转矩来计算、查表，而不是一个固定数值。传递转矩越小，滑摩区越小，“开始分离滑摩点”越接近“开始接触滑摩点”。

⑤ 在 $t=47.2$s 时到达“开始分离滑摩点”，输入轴转速和发动机速度开始不一致，滑摩区开始。此时发动机输出转矩突然跳变到一个接近零的值，以便更快速度分离离合器和防止发动机转速飙升。图中离合器的快速分

离并没有使发动机转速上升。

⑥ 在转矩为零这一时间进行摘档。如果齿轮仍然传递动力，摘档会比较困难，电动机电流会比较大，机械损耗较大，摘档时间会比较长。

一个要特别注意的现象是汽油机输出转矩的变化特性，即在同样的节气门开度情况下，发动机的输出转矩也不一定一致。发动机输出转矩除了受节气门开度的影响之外，普通的汽油机还受如下几个方面的影响，当然它们的影响都没有节气门那么大：

① 气缸内空燃比的大小，适量富油时，输出转矩大。

② 海拔：海拔越高氧气越少，在同样的节气门开度下，燃油也喷得少，发动机输出转矩越小。

③ 发动机的好坏：磨损后的发动机输出转矩会减少很多。

④ 外负荷：空调、充电、灯光等负载，外负荷越大，能作用到车轮的力就越小。

⑤ 燃油：质量差异，冬天、夏天油成分不同。

⑥ 点火角：短时间变化。

⑦ 发动机温度。

⑧ EGR 的大小。

⑨ VVT 的角度。

对于一些新式的发动机，还有很多可控因素可以改变输出转矩的大小。

还有一点要特别注意的是，在摘档时，发动机转速飙升并不都是坏事。前面说到，降档时，发动机的转速需要提高。所以在降档时，发动机转速能适度提高为后面平滑接合离合器做准备也是件好事，当然过分飙升是多余的，还会产生噪声。在升档换档时发动机转速飙升，就肯定不是一件好事了。

6.4　挂档后的升矩目标设置

正如前面所提到的，AMT 是动力中断换档。在无动力传递的情况下挂好新档位后就要尽可能快速地恢复动力，使车辆恢复正常驱动。图 6-3 表示

了在恢复转矩前后各有关信号变化的情况。换档后的目标转矩就是驾驶人当时的需求转矩。在加速升档时，目标转矩都比较大。在 WOT 时，表示驾驶人需求转矩已达最大，对恢复转矩的时间要求也就更短。

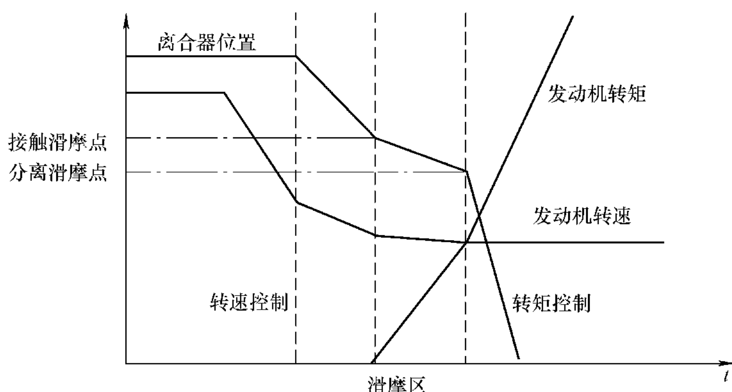


图 6-3　恢复转矩时离合器以及发动机的配合控制

正如前面所提到的，快速的转矩变化受到动力链动特性的制约和驾驶人对换档冲击承受能力的制约。恢复动力是 AMT 换档冲击的主要来源，尤其是低档时的换档冲击更为突出，因此恢复动力的准确控制至关重要。

不管动力链的特性如何，离合器在速差为零、传递转矩为零的情况下接合，它对动力链的影响应该是极小的。所以减少冲击的方案之一是等离合器完全接合后再逐渐恢复转矩。这个方法的优点是比较平顺，离合器磨损很小，缺点是动力恢复时间较长。另一种方案是在逐渐接合离合器的同时开始传递转矩。它的优点是动力中断时间短，滑摩状态下能吸收发动机的转矩变化。其缺点是难以控制，容易引起冲击。这就是 AMT 控制的挑战，既要快速，又不能有冲击。

无论采用哪个方案，在挂好档位后，使发动机转速和变速器输入轴转速尽可能一致是目标，所以在接合离合器时对发动机直接采用速度控制。当发动机转速略高于输入轴转速的情况下开始接合离合器，使其进入滑摩区。发动机转速和输入轴转速差的逐渐减少是平滑换档的关键。当离合器进入滑摩区后，发动机进入转矩控制，使发动机输出转矩根据离合器接合的位置逐渐增加。如所加转矩超出离合器能承受的能力，离合器的滑差会增加而不是所

希望的逐渐减少直至完全接合。如发动机输出转矩太小，发动机速度会急剧下降。急剧下降的发动机速度是触发动力链振荡的充分条件，所以必须避免。

究竟转矩从零上升的速率应该是多大为最好，这要看离合器的位置、动力链的承受能力和驾驶人对换档冲击的忍耐能力。在不引起动力链谐振和冲击的情况下，转矩恢复越快越好。

再以上面 1 档到 2 档的换档数据为例（图 6-4）：

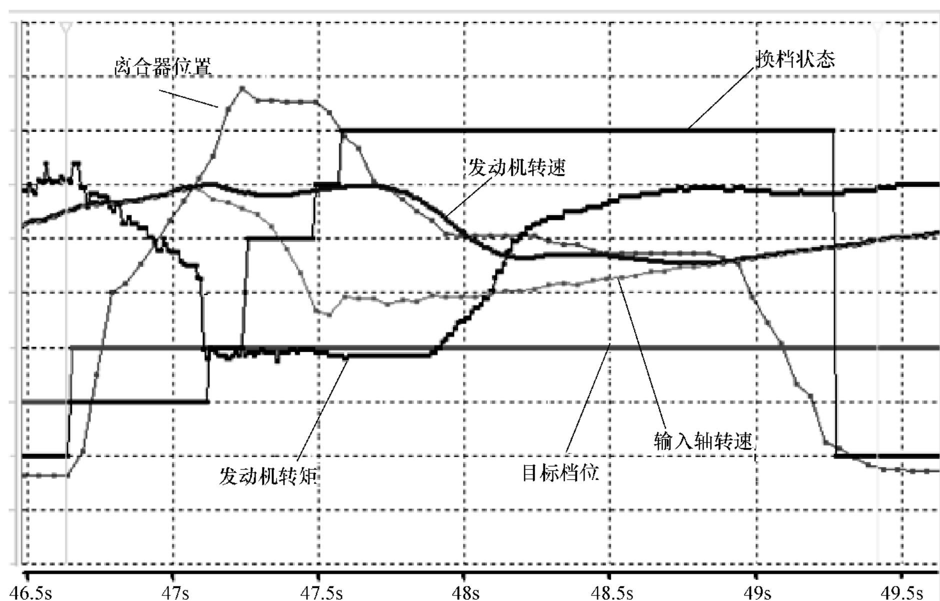


图 6-4　恢复转矩时的离合器以及发动机的配合控制实例

① 在 $t=47.2\mathrm{s}$ 左右，离合器已经分离到最大，但是发动机转速没有受控制下降。

② 在 $t=47.6\mathrm{s}$ 时，档位已经挂好，但发动机的转速仍然没有开始降落，直到 $t=47.8\mathrm{s}$，发动机转速在离合器（进入滑摩区）的作用下开始下降。

③ 在 $t=48.2\mathrm{s}$ 时，由于转矩大于离合器即时位置能承受的能力而使发动机转速略为上升远离理想转速，这导致了过长时间的滑摩。但优点是接合平滑。

④ 从挂好档到离合器停止滑摩共消耗时间 1.3s。时间过长，对动力性

有很大影响，也增加了动力中断的不良感觉。过长时间的滑摩减少了输出的动力，增加了滑摩功。

⑤ 在这次换档中，输入轴在摘档后速降较慢，延长了同步时间。在挂好档后，发动机的转速下降也很慢，延长了离合器的接合时间。输入轴的速降依赖于摩擦速降和同步器降速，发动机的速降也靠发动机的摩擦和吸气阻力降速，它不能像电动车一样进行能量回收降速。有些系统加制动器对发动机降速或用全关节气门的方法减速，但普通发动机都不具备这些功能。从标定的角度讲，这个测试中发动机升矩太早，值也较大，所以发动机转速没有及时下降反而略有上升。优化标定可以就改善这个问题。

6.5 发动机的转矩跟踪控制

不管发动机输出转矩是降低还是增加，在给出目标转矩后，TCU 还要能有效控制发动机跟踪好这个目标转矩。正如前面所提到的，根据系统的不同，有不同的方法对发动机的输出转矩进行控制。

在允许 TCU 和 ECU 通信的情况下，TCU 只在需要时直接将理想转矩传递给发动机控制器（ECU），具体由 ECU 去实施。TCU 要求 ECU 能在一定时间内将发动机的转矩单调、稳定地调节到理想值，允许误差也要在允许范围之内。转矩振荡会导致变速器啮合齿轮来回摇摆，从而产生冲击和噪声，但是微幅度的晃动还可能有利于摘档和挂档。在不换档不起步的通常工作模式下，可由 ECU 直接控制发动机转矩。新能源车就直接和电机控制器通信。

在 TCU 无法和主动力控制器（ECU 或 MCU）通信的情况下，就无法将希望的转矩通知到主动力控制器。对于有电子加速踏板的系统，TCU 可以通过改变加速踏板的信号来实现调节主动力输出转矩，即 TCU 取代电子加速踏板，输出一个和加速踏板兼容的信号给发动机控制器或电机控制器。

对于在 TCU 无法和发动机控制器通信的情况下，又没有电子加速踏板的系统，TCU 只能用电动拉索机构取代加速踏板拉索机构来调节节气门开度。它不仅在换档时要控制发动机转矩，在不换档时也要控制发动机转矩。

无论采用哪种方式控制发动机，都可以归结为给出理想的发动机转矩或

理想转速，然后控制发动机去跟踪这个目标。下面分别讨论这几种方式。

（1） CAN 通信控制

CAN 通信比较简单。只要将理想的转矩或转速通过 CAN 总线发给发动机控制器或电机控制器就可以了。

（2） 加速踏板位置控制

如果已知理想的发动机输出转矩，那么根据加速踏板位置和发动机转矩曲线关系可以找到对应的理想加速踏板位置。这样可以通过 TCU 中一个模拟信号输出对应的加速踏板电压作为发动机控制器的输入，发动机控制器接收这个电压信号后就提供相对应的输出转矩。在不换档时，模拟信号的输出电压和加速踏板位置传感器的输出电压一致。通过加速踏板信号和通过 CAN 通信控制发动机转矩的区别就是反应速度的快慢。通过改变加速踏板的输出电压到 ECU 接收到这个信号需要时间，传递路径上通常都有滤波，所以和 CAN 通信相比，改变输出电压所体现出来的发动机的反应速度就显得比较慢些。另外，许多 MCU 自身不带数字 – 模拟（D – A）转换通道，需要外加数 – 模转换的芯片。为了安全起见，在设计上要确保 TCU 不工作时，D – A 转换电路的输出电压和加速踏板放松时位置传感器的电压一致。TCU 工作时应该实时检查 D – A 的电压值以确保输出正常，以防 D – A 转换芯片在故障状态下输出不希望的电压值。

（3） 节气门开度控制

在没有电子节气门的汽油机车辆上，节气门开度大小的调节是靠机械式加速踏板所连接的拉索所控制的。这比前两个方法复杂些，因为在前两个方法中，ECU 承担了自动调节节气门的工作。在较老的带有机械式节气门的车辆上，为了在换档时自动控制发动机的转矩输出，AMT 系统只能增加一个电子控制的拉索机构去自动地拉动节气门，所以驾驶人控制的是一个电子加速踏板。在正常驾驶时，自动拉索机构跟随加速踏板的位置来控制节气门开度的大小。在换档时，自动拉索机构不再跟随踏板位置，而是根据换档时所需的理想发动机输出转矩来控制节气门的开度。一般来讲，车辆上的节气门开度位置传感器信号直接提供给发动机控制器而不让其他系统分享，所以 AMT 不能得到节气门开度的实际具体位置。在这种情况下，AMT 里的电子节气门

开度控制只能是开环控制。如果拉索机构的位置和电子节气门开度的位置能保证一一对应，那可用拉索机构的位置信号进行反馈控制，也就是电子节气门开度闭环控制。但这只是一种假设，在实际控制中必须考虑它的不一致性。

正如上面说到的，加速踏板信号的可靠性十分重要。加速踏板拉索机构不应该存在任何形式的自锁或卡死，它必须能自由回位关闭，尤其在系统失电或在 MCU 损坏时能自由回位关闭。

调节节气门开度实际上是调节发动机喷油量。因此在汽车的正常行驶中（非换档中），节气门的开度始终要跟随驾驶人的加速踏板，即为一个随动跟踪系统。但是在换档过程中或者巡航功能开启后，节气门的开度又不能对加速踏板进行跟踪以避免换档时发动机轰响影响巡航。所以节气门拉索的控制程序要实现两种功能：在非换档过程中跟随驾驶人的加速踏板；在换档过程中或者巡航时，MCU 根据要求给定节气门的开度以控制发动机转矩的大小。所以节气门的总目标开度取决于加速踏板（ETC_{pedal}）、换档补偿（ETC_{shift}）和巡航控制（ETC_{cruise}）。

$$ETC_{open} = ETC_{pedal} + ETC_{shift} + ETC_{cruise}$$

在不巡航时，$ETC_{cruise} = 0$。在巡航时，ETC_{cruise} 的初始值 $= ETC_{pedal}$，然后 $ETC_{pedal} = 0$。在换档时，$ETC_{pedal} = 0$，$ETC_{cruise} = 0$。

对于汽油机，改变节气门的开度就改变了发动机的进气量，ECU 会根据进气量的大小准确控制喷油量来实现最佳燃烧和最低排放，理想空气和燃油的质量之比为 14.7∶1。所以发动机的输出转矩和节气门的开度有着十分密切的关系。发动机的转矩控制基本上依赖于对节气门开度的控制，当然改变空燃比和点火角也能有效控制发动机输出转矩的大小。柴油机对空燃比没有很高的要求，柴油可以在很宽的空燃比下稳定燃烧。对于柴油机的转矩控制就简单地依赖于对喷油量和 EGR 的控制等。

因为没有转矩传感器对输出转矩进行精确测量，所以发动机的转矩控制几乎都是开环控制。大部分 ECU 是根据新发动机的数据确定在每个工况下的输出转矩。随着时间的变化，这个估计值可能和发动机的实际输出转矩有很大差别。这在设计 AMT 控制之初就应该充分考虑到，这样才能真正跟踪到转矩目标值。

不管采用什么方法控制发动机的输出转矩，目标都是要求发动机的实际输出转矩应该尽量接近目标转矩。最好要补偿发动机的损耗和发动机的老化带来的输出转矩下降问题，使得真正的输出转矩是系统所需要的转矩。因为没有简便的反馈闭环控制方法，所以精确控制有较大难度。解决办法之一是自学习，通过自学习自动调节节气门开度来补偿。

在 AMT 换档中，最常用的发动机转矩控制是在打开离合器时的降转矩和接合离合器时的升转矩。看起来降、升转矩很简单，但是控制不当，很容易引起换档时发动机转速飙升、点头或冲击。下面介绍一些换档时控制发动机输出转矩的实例。

图 6-5 是一个发动机转矩控制得不好的路试实例。在 $t=263.9$s 时开始换档，在此之后：

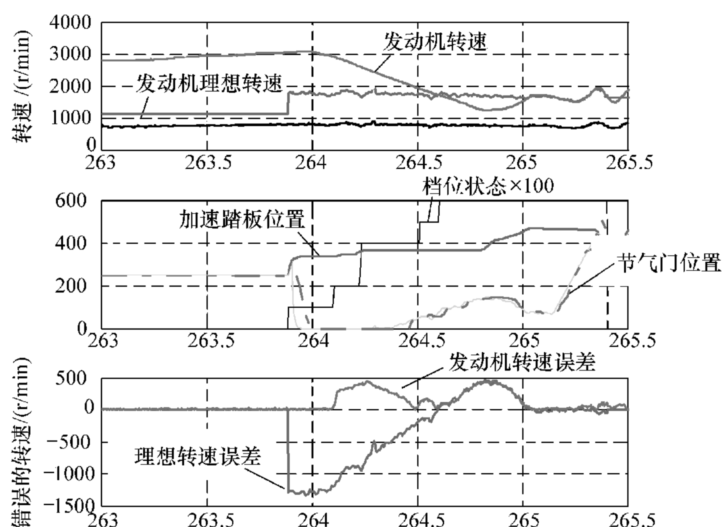


图 6-5　换档时发动机转速控制实例

① 发动机转速自然下降。

② 当转速降到理想值时没有保持而继续下降。

③ 离合器和节气门共同把发动机速度再提高到理想值，这耽误了时间，而且很容易引起动力链的谐振。

④ 由于节气门开度下调，发动机速度下降。

⑤ 由于节气门开度开始跟踪踏板而线性增加并超调，发动机速度开始

上升。

⑥ 挂档完成后，由于驾驶人抖动踩踏板，节气门开度跟随踏板振荡，发动机和车子也随之振荡。

从图 6-5 可以看出，虽然在 $t=264.5s$ 之前，即在发动机降到理想转速之前，节气门开度增加也就是说发动机目标转矩已经上调，但是由于发动机的延时和所加幅度比较小，发动机转速的下降趋势没有得到抑制，导致发动机转速低过理想转速（接近 500r/min）。如果再提前加油并加多一点，那么在 $t=264.6s$ 时，发动机转速到达理想转速后就有可能保持住，接合离合器就会很平顺。那么就会减少滑摩时间，也不会引起那么严重的振荡。所以这是转矩目标给得不对。

图 6-6 是另一个实例。输入轴转速下降太快，转速很快低于理想值，在挂档时给输出轴造成了冲击。挂档后发动机转速下降太慢，在发动机到达理想转速后并没有保持住和输入轴转速同步而是继续下降，最后依靠离合器强行将发动机转速提起，所以造成动力链振荡。造成这个振荡的起因是在摘档（$t=139.3s$）时发动机转矩控制得不好，转矩下降太快拖住了发动机，导致输入轴转速猛然下降。后面的发动机转速也快速下降，并像上个例子一样一下一上进行调整。这种换档效果肯定很差。

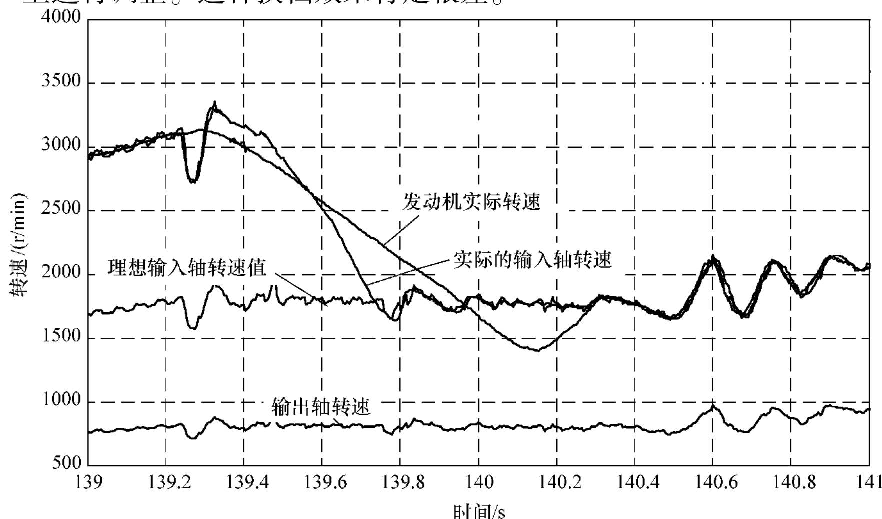


图 6-6　换档时发动机转速控制造成冲击实例

图 6-7 记录的是 2 档到 3 档的信号图。虽然提前摘档，但关节气门的速度太慢使得发动机转速在空载下飙升。随后自然降速，发动机费了 275ms 的时间把速度降到飙升前的速度，耽误了和离合器同步后接合离合器的时间。当降到理想速度时，节气门打开力图保持发动机的转速和输入轴一致，但是节气门打开得还不够，发动机转速在离合器刚刚接合时由于惯性和负荷等因素依然下降，然后和节气门相互作用而振荡。

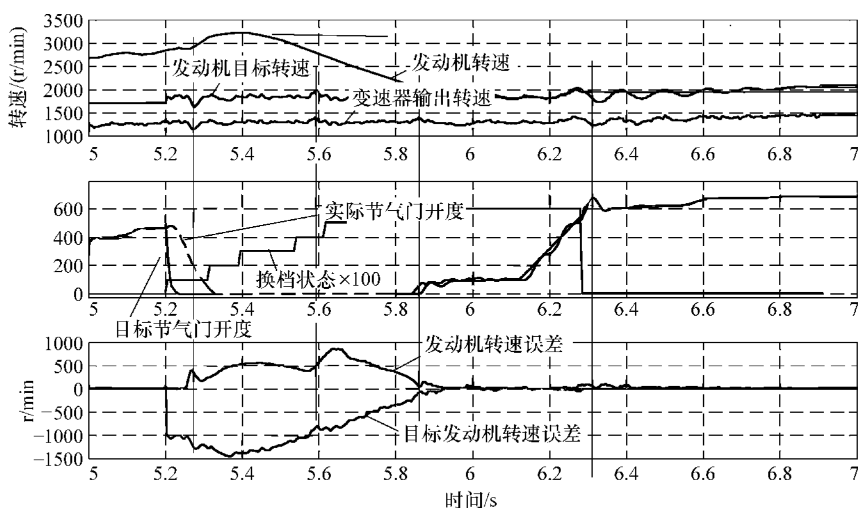


图 6-7　换档时发动机转速飙升实例

换档时发动机转速有无上下振荡是衡量换档品质好坏的主要特征之一。换档后，图 6-7 中发动机转速的波动会造成噪声和车身晃动，油耗和排放都会增加，所以应尽量消除。

机械式节气门也是有关合弹簧的，它的静态位置不是全部关闭而是接近全部关闭。节气门靠电动机的正转（大电流打开）以克服其弹簧阻力，当电动机的驱动电流减小时，节气门开度减小。当弹簧的力不足以提供所需要的关闭速度时，电动机可以加上反向电流助力。同一个控制对象，在打开和关闭过程中，节气门弹簧起着不同的作用，这在控制和标定中要加以注意。

6.6 发动机的转速控制

在每次换档过程中，至少有两次同步控制需求：一是挂档时，变速器的输入轴要和输出轴同步以便挂档；二是接合离合器时要求发动机转速和变速器的输入轴同步。

输入轴和输出轴的同步是依赖于挤压变速器的同步器进行。从理论上讲，挤压力越大，同步器的摩擦力越大，输入轴和输出轴的同步时间越短。

在升档和降档时，假设换档时间很短，可以认为车速不变。为维持车速不突变而造成冲击，则要使发动机转速和挂好档后的变速器输入轴转速尽量接近，即同步。这个转速可以从车速和新档位的速比计算出来，即

发动机理想转速 = 变速器输出轴（r/min）×变速器新档位速比

因为变速器低档的速比要比高档的大，所以降档时要求提高发动机速度。相反在升档时应要求降低发动机速度。图 6-8 是从 1 档换到 2 档，又从 2 档换到 1 档时对发动机速度的期望示意图。这个换档请求可能直接来自驾驶人，也有可能由自动选档控制子系统发出指令。

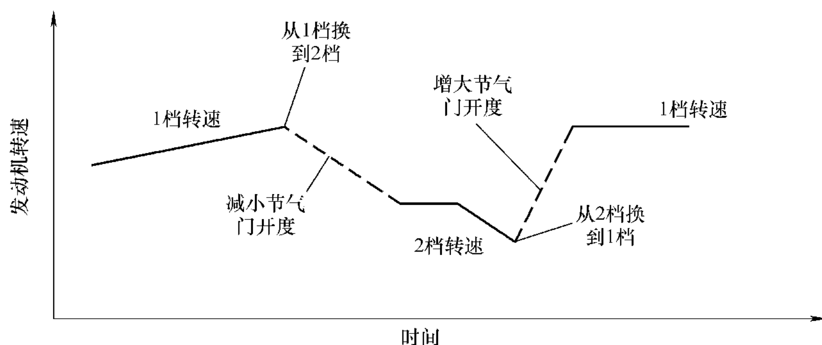


图 6-8　换档时发动机转速变化示意图

但考虑到换档时间不是很短的情况，汽车会减速。当然，不同的路面也会对车速降低的幅度产生不同的影响。负荷大或上坡时，汽车会由于动力中断而较快减速，所以应予以考虑。再有，在离合器分离时，如果节气门开度不变，发动机会由于突然失去负载而会急剧增速。发动机失去负载时的增速

大小和车子原有的负荷及车速有关，原有的负荷越大，车速越低，发动机的增速会越大，反之则会小些。

若只考虑发动机转速的终点，而不计较其变化过程，就是简单的速度定点控制。但为了更好地控制和避免超调，对从点 A 到点 B 的变速过程的控制是必需的。这样，发动机转速变化就不一定是一条直线。

前面说到，发动机的转矩控制通常是开环控制，而转速控制则可以完全实现闭环控制。发动机的转速控制是通过调节发动机的转矩大小来实现的。即在转矩控制外加一个转速闭环。当实际转速和目标转速不同时，调节发动机输出转矩来改变转速。用一个带前馈的比例积分微分调节器（PID）足以完成发动机的速度控制。

在发动机调速中，同步器和离合器起了很大的作用，但是这两个部件都是易损件。如何减少对它们的依赖甚至做到不用它们或少用它们？下面来分析：

① 换档过程通常是分离离合器→摘档→选档→同步→挂档→接合离合器。

② 第二种方案是在打开离合器之前先摘档（发动机输出转矩为零时，离合器不传递动力），发动机带着输入轴旋转。然后：

a）调节发动机转速到达理想转速，使输入轴和输出轴同步。

b）同步后，分离离合器。

c）离合器分离后，进行挂档。

d）挂档后，接合离合器。

即步骤为：摘档→选档→同步→分离离合器→挂档→接合离合器。

③ 第三种方案是不用离合器。其步骤为：摘档→选档→同步→挂档。

前面已经说过，除了在怠速和起步阶段必须要使用离合器外，换档时可以采用无离合器换档。

输出轴和输入轴的同步通常在分离离合器后由变速器内的同步器完成。如果没有分离离合器，那么两个轴之间的同步也可以通过发动机或主驱动电动机转速的调整来实现同步，这也就免除了换档对同步器的依赖。这就是下述的方案四。

④ 第四种方案是不用同步器。如果能不用同步器，则对变速器的简化、降低成本、减少维护次数和降低维修成本很有意义。去掉同步器后，只能靠发动机来直接调同步。输入轴此时的理想转速由车速决定，即变速器输出轴的转速经变速器传动比折算到变速器输入轴的转速。当输入轴转速和输出轴滑齿套绝对同步后才挂档。但是这会带来三个问题：一个是实际上很难绝对同步；二是车速实际上是变化的；三是即使速度一致，但是相位可能不相配而出现顶齿现象。解决的办法是根据需要确定允许误差区间的大小和朝哪个方向逼近理想转速，并用以小力矩传递的方式给动力链预紧以避免阶跃扰动输入对动力链的不利影响。动力链朝哪个方向预紧也就决定了发动机转速应从哪个方向逼近理想转速。在制动减速降档时，发动机的同步转速应略低于输入轴转速，使其在一定程度下慢慢开始协助车辆减速。在没有踩加速踏板的滑行时降档，是由车辆驱动发动机，这与前述减速降档的情况略同。但在 KD 或 WOT 增速降档的情况下，情况有所变化，降档后还必须由动力源驱动车辆，所以动力源的转速应高于输入轴转速。有些发动机的调速功能有很高的准确度，速差在 10r/min 以下。有些系统精度较差，而且还有很大滞后。尤其在升档时，发动机必须减速。但是由于发动机的惯性以及发动机的摩擦阻力很小，即使发动机已经关油，发动机的转速也难以快速下降。再考虑到进气歧管内剩余的油、气缸内已吸入的油，也足以使发动机断油后继续输出转矩和延时减速。在发动机转速降低到一定程度之前，依靠接合离合器也可加速发动机减速，但是这会增加离合器的磨损。最好将这部分能量回收到电池里，或利用关闭发动机进气阀门增加发动机呼吸阻力来使发动机减速，但这必须是有电控进气门的发动机才有这个功能。

另外需要考虑的是在降档瞬间驾驶人紧接着踩加速踏板需要加速的情况，以及在升档瞬间驾驶人紧接着踩制动踏板的情况。

6.7 问题思考

① 发动机的磨损对 AMT 的性能有什么影响？

② CAN 通信中断后对 AMT 的运行有什么影响？

③ 如何根据发动机的响应特性改变对发动机的控制？

④ 发动机的最快响应时间和什么因素有关？最快的响应时间是多少？

⑤ 如何确定最佳同步器的同步速度？

⑥ 动力链的振荡和哪些因素有密切关系？

⑦ 如何间接检测发动机的输出转矩？

⑧ 在冬天和夏天，发动机的输出转矩会有什么变化？

⑨ 如何快速检测车辆动力链对转矩变化的承受能力？

第7章 新能源车AMT

随着社会经济的发展，发展中国家的城市化进程加快，使得城市汽车保有量快速增长，导致城市交通拥堵状况加剧，能源消耗上升，汽车排放造成的空气污染也日益严重。机动车在给人们带来便捷的同时，也带来许多危害人类健康的难题，有些环境问题甚至引起灾难性事件。因此，大力发展低能耗、低排放的环保汽车势在必行。电动车也就成为世界各国竞相发展的一个重要方向。混合动力汽车是介于传统燃料车和纯电动车之间的产物。目前大家将电动车和混合动力车都归纳到新能源汽车的名下。其实电动车已经使用了一个多世纪，并不算是新能源。很久以前就有先驱做过各种尝试，也有成功应用，如美国早期在月球上行驶的月球车。图 7-1 是 100 多年前在美国加州公开销售的电动车和充电桩。



图 7-1　100 多年前上市的电动车和充电桩

目前电动车和油电混合动力车的关键还是电池。铅蓄电池在低速电动车

上发挥了积极作用，高速车上常见的有镍氢电池和锂电池。锂电池有铁锂、锰锂、复合锂等，当然新的化学组合还在不断发展。锂电池的外包装又分为软、硬两种形状。电芯的主要参数有两个：电量和电压。电量以安时（A·h）表示，有 20A·h、40A·h、60A·h、100A·h 等。铁锂单个电芯的电压是 3.2V 左右，锰锂则是 3.7V 左右。100A·h 的电池用 100A 来充电为 1C 的充电倍率，以 100A 来放电为 1C 的放电倍率。

纯电动车结构比较简单，动力源由电动机单独提供。混合动力系统就相对复杂一些，因为它有两个动力源，比如电动机和发动机。很多混合动力系统除了具有纯电动车单独运行的功能外还有传统内燃机单独驱动的功能。两者之间的无缝动态配合和整体优化是非常重要的。

混合动力汽车可分为插电式和非插电式两种。插电式是指有外充电功能的混动系统。它可以通过国家电网对车上的电池充电。有的车还带有车载充电器，可以随时充电。这种系统的电池容量通常比较大，可以储存很多电能，车辆可以在纯电动情况下行驶很远。非插电式电池容量比较小，主要用于能量回收，也可以通过发动机自己充电，纯电动模式下的行驶距离较短。

不管是纯电动或是混动，AMT 都是一个很好的搭档。纯电动比较简单，这里不再赘述。下面先就混合动力汽车进行一些简单介绍，其中也包含了纯电动的内容。

7.1　并联混动

在并联混动中又有很多种方案，各个方案优缺点并存。图 7-2 是常用的一些并联方案。

图 7-2 中没有将电动机画出而只是标识了电动机的相对位置，并分别以 P0、P1、P2、P3、P4 表示。其中 P0 常为带传动的电动机 – 发电机集成轻混结构（BSG）；P1 为直接连在发动机曲轴上的结构（CSG）；P2 为接在发动机和变速器之间的并联结构（ISG）；K0 和 K1 是有些系统加装在发动机和变速器之间用于起动发动机和分离动力用的离合器；P3 是接在变速器之后直接驱动车轮的结构；P4 是由电动机单独驱动车辆二桥之一的方案，该方

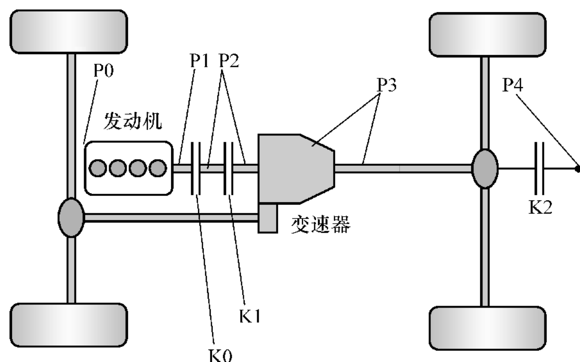


图 7-2　并联混动示意图

案可组成四轮驱动系统；K2 用于将电动机和车桥分离。在 K2 分离时，车辆就变成一辆传统燃油汽车。

之所以称这种结构为并联，并不是发动机轴和电动机轴一定要并联到车桥上，而是说发动机可以单独驱动车轮，电动机也可以单独驱动车轮，它们也可以共同驱动车轮。它们可以是双轴驱动，也可以是单轴驱动。以 P2 方案为例，在发动机单独驱动时，所有的离合器都接合，电动机没有电流。这就和前面讲到的传统燃油汽车动力系统一样。AMT 的换档方法和前面讲到的换档也一样，略有不同的是，在传动轴上增加了一个大电动机。如果没有 K1，那么这个大电动机就和变速器的输入轴连接，这对同步器同步是一个大的挑战。

当图 7-2 中的 K0 打开时，发动机和车轮没有联系，这样动力链和纯电动的动力链就一样了。那么 AMT 的控制就和纯电动汽车 AMT 的控制一致了。

并联混合动力系统中的电动机功率选用多大为好？这没有一个绝对的答案。按电动机的功率和发动机的功率比值不同，混合动力可分为轻混、中混、重混三种。所以，电动机的功率可大可小。小有小的好处，大有大的优点。插电式电动汽车的电动机一般都比较大，多接近发动机的功率。

无论是纯电动系统还是插电式并联混动系统，车上所配置的电池越多，车辆在一次充电后的无污染运行时间就越长。但是，目前的电池成本较高，也很重，多装电池就意味着增加成本和重量，还要求更大的空间。

7.2　串联混动

增程式电动车就是加了增程器的电动车，这是串联混动的一种。增程器由发动机和发电机组成，发动机单纯驱动发电机发电，将电能储存到电池。增程器可以解决电池电量用完后如何继续前进的问题。如果用户每天的行驶距离少于纯电动车一次充满电后能够运行的距离，那么增程器就是一个多余的包袱。但是如果偶然需要多行驶一点距离，则增程器就成为一个救星。

增程式电动车的电池一般要保留一点电能以备后用，即电池电量（SOC）小于一定值时就要起动增程器充电。究竟电池最少应该保持多少电，这是一个系统最佳化问题。比如当快到目的地时，就不必再用发动机充电，理论上，这时 SOC 下限值就可以设为 0，即尽量不启动增程器。但如果在平常不补电，电池一旦没有电，那么继续行驶时发动机就必须一直工作，车辆的最大驱动功率就是发动机的最大输出功率和总效率的乘积。再有从电池寿命考虑，SOC 的下限值不能太低。

要驱动电动机输出峰值功率，系统就要能提供峰值电流，但电池 SOC 较小时，难以长时间提供大电流。在串联系统中，峰值电流可由电池和发电机共同供给。所以，正确确定 SOC 下限的大小是增程器控制的一个重点，即确定在什么时候启动增程器效果最佳。

增程器作为一个整体，通常有三个功率参数：峰值功率、额定功率和经济功率。峰值功率是在短时间内增程器能提供的最大输出功率；额定功率是增程器能持久提供的最大输出功率；经济功率是发动机工作在最佳效率点时的输出功率。

系统设计时，如何选取发动机和发电机的功率呢？首先是确定发电机应该输出的峰值功率和额定功率。发电机能输出的峰值功率和电池能提供的峰值功率之和如果等于驱动电动机的峰值功率，那么电动机就可以按峰值功率驱动车辆。电池的输出功率取决于电池 SOC 及允许最大放电倍率的大小。由于峰值功率使用时间很短，所需总能量并不大，所以在大部分情况下电池是可以提供的，只不过是放电倍率有所限制。电池放电倍率越大，电池的寿

命可能就越短。电池放电倍率的大小取决于驱动电动机所需的峰值电流和发电机能提供的峰值电流大小：

K_1 =（电动机所需的峰值电流－发电机能提供的峰值电流）/电池标称电流

可以看出，发电机能提供的峰值电流越大，电池的放电倍率就越低，电池越安全，电池的寿命相对越长。当放电倍率太高时，发动机就应该起动提供电流，为电池分担负荷。如电池的放电倍率足够高并且能量够，那么发动机就没有必要起动。需要发电机提供的电流越大，那么要求发电机的功率也就越大，所以，

发电机需提供的峰值电流＝电动机所需的峰值电流
－安全放电倍率下电池的电流

当发电机的输出功率大于车辆行驶时驱动电动机的平均功率，那么发电机除了驱动车辆外，还可以给电池充电。忽略损耗，在行驶中电池从没有电到充满电所需的时间为：

t＝电池容量/（发电机额定输出功率－行驶平均功率）

发电机额定输出功率越大，充满电池的时间就越短，充电电流的倍率也越高。当然发电机不一定工作在额定功率下，而大部分时间应工作在最佳效率区，即输出经济功率。发动机也不是一直工作，只是在需要工作的时候才工作：需要充电和需要供给电动机能源时。

究竟设置在行驶中多少时间充满电为好，还取决于路况。如果是平坦的道路，驾驶人喜欢柔和驾驶，车辆总工作在平均功率状态，那么整车控制器不需要考虑提供动态电流降低放电倍率，而只需要考虑延长行驶距离。那么在用完电后，用发电机全额供电就可以了，也就是说使发电机的经济功率和平均功率相等就可以了。但是全是平坦道路而且驾驶人总不加速减速的可能性很小，这就要看上坡时电动机所需能量比平均功率运行下增加的总电能是多少。这些电能必须在上坡前积蓄好，否则上坡时电池就没有足够的电能提供给电动机。还要了解上坡的间隔是多长，整车控制器最好在这个间隔里给电池充上所需要的电。在互联网还不完善时，尚不知道所有道路上坡的间隔和坡度大小的分布情况，所以驾驶人没有办法预先准确核定，只能估计坡高和间隔的长短，然后在间隔里将电池充到所需的电能水平，再加一点余量最

好。余量越大，上坡和加速的能力越强。当然有上坡就有下坡，下坡时可以回收能量。所以发电机的经济功率值应该在车辆的平均行驶功率和驱动电动机的额定功率之间选择。路面越平坦（不使用动力模式驾驶），发电机的功率余量可以越小。山区道路或喜欢动力模式驾驶的人群应该选用输出功率较大的发电机。

配置增程器可以延长行驶距离，但也增加了系统的复杂程度。提高动力总成系统的效率应该是一个比较好的解决方案。系统效率提高了，一次充电的续航里程也就能延长。选择好的电动机可以提高效率，使用多档 AMT 更可以提高效率。

7.3　AMT 在新能源车上的应用

目前，电动车和混合动力车中的电驱动方式基本有三种：电动机直接驱动车轮、电动机经一个减速器驱动车轮和电动机经一个变速器驱动车轮。电动机直驱系统很简单，但要求电动机转速很低，系统效率较低，低速动力性差。电动机经减速器驱动的方案给电动机的转速放宽了要求，但低速动力性差的问题仍然存在。电动机 + 变速器来驱动的方式能解决效率问题，也能提高低速区的动力性，但比前一种结构复杂，增加了几个齿轮，也增加了控制器。

电动车上使用的变速器以两档居多。早期一些电动车采用手动换档，不用控制器，但操作不便，有的甚至要求停车后才能换档。现在大多采用自动换档。而 AMT 是目前电动车自动换档器中的主流。电动车的控制是一个崭新的领域，这已超出本书介绍和讨论的范围。这里主要讨论满足电动车的 AMT 控制系统所牵涉的主要问题。而在讨论应用于电动车的 AMT 系统之前，先对电动车的动力源——电动机有一个初步的认知是很有益的。对于更详细的电动机原理论述，请参考有关电动机的专著。

用于电动车的驱动电动机种类很多，目前大多数使用永磁同步电动机或交流异步电动机。

7.4 交流异步电动机（ACIM）

相对于有刷电动机来讲，笼式交流异步电动机的结构就相对简单，它在工业界应用十分广泛。用于电动车驱动的交流异步电动机也基本上都是笼式电动机。笼式电动机的转子没有传统的漆包线绕组，但有通过铝或铜铸造而成的笼式导电回路。其加工和制造成本很低，而且电动机的过载能力很强。

电动机定子的绕组在外加交流电压下产生交流磁场时，电动机转子中的电磁转矩 T 和转子的电流 I_2 以及定子中磁场强度 Φ 的关系为：

$$T = kI_2\Phi\cos\theta_2$$

式中，k 为电动机的电磁系数；θ_2 为相位角。当然，I_2 的大小取决于定子绕组的电压、速差、转子导体的电阻等。对于定型的电动机转子，在恒温下其导体的电阻就定下来了。改变电动机定子的电压高低就可以改变电动机输出转矩的大小。交流异步电动机有三个重要转矩参数：额定输出转矩（T_n）、起动转矩（T_{st}）和最大输出转矩（T_{max}）。它们的关系可从图 7-3 所示的机械特性曲线看出。在固定定子输入电压和转子电阻的条件下，当输出转矩为零时（空载），电动机转速最高。当负载逐渐增加时，电动机转速随之下降。当输出转矩达到最大值后，电动机的输出转矩随转速下降而急速下降。

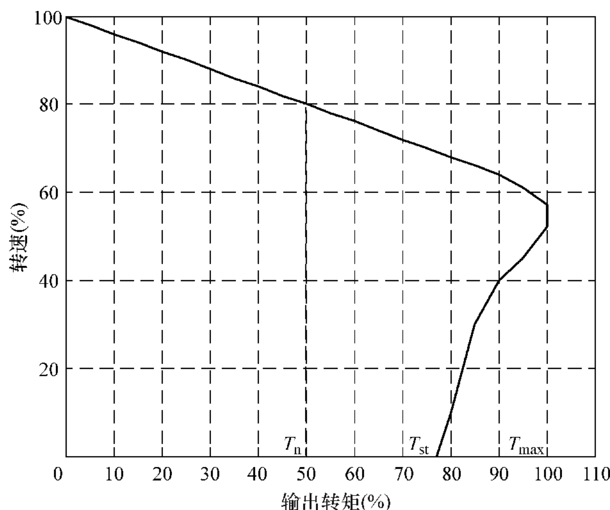


图 7-3　ASIM 机械特性曲线

如果负载转矩不减少，那么电动机转速继续下降而造成恶性循环，直到电动机堵转不动。这是一个不稳定工作区。

电动机的起动转矩 T_{st} 与电动机的额定转矩 T_n 的比值为起动转矩的倍数：

$$K_{st} = T_{st}/T_n$$

一般异步电动机的起动转矩倍数为 1.4 ~2.2。

一个电动机的最大输出转矩是衡量这个电动机的过载能力的重要参数：

$$\lambda = T_{max}/T_n$$

一般异步电动机的过载系数为 1.8 ~2.2，特殊的可达到 3 以上。应该注意，任何输出转矩超过额定转矩的情况都是过载运行，电动机不能长期工作在过载运行状态。在过载状态下电动机的电流太大，温升可能会过高，会导致电动机绕组绝缘老化，甚至烧毁、着火。这是必须避免的。究竟能过载运行多久，要查阅电动机的有关参数。一般过载转矩越高，过载时间必须越短。在最大输出转矩下，过载的时间不准超过电动机厂家给出的最长允许超载时间。

交流异步电动机，顾名思义，转子的转速和定子的旋转磁场是不同步的。所以电动机的机械特性曲线除了可以以上述的转矩转速关系来描述，也可以用速差来描述，如图 7-4 所示。

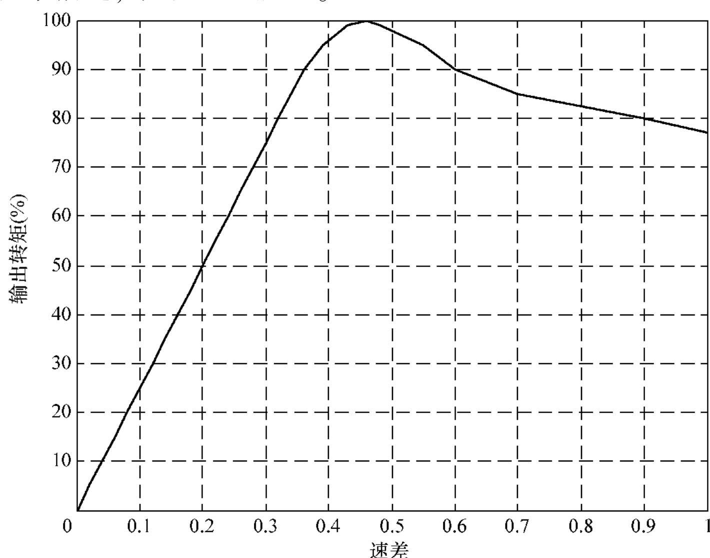


图 7-4　电动机速差和输出转矩的关系

从图 7-4 可以看出，当电动机速差为 1（100%）时，即转子对应于电动机完全不转（$n=0$），此时输出轴矩低于最大输出转矩。在速差为零时，即电动机转速和磁场转速一致，此时电动机输出转矩为零。

7.5 永磁同步电动机（PMSM）

PMSM 与无刷直流电动机（BLDC）非常相似，它们都具有安装了永久磁铁的转子和绕线定子。

永磁同步电动机转子上的磁钢和 BLDC 磁钢的几何形状有所不同，加上控制策略的不同，转子磁场在空间的分布可分为正弦波和梯形波两种。正弦波分布的通常被称为永磁同步电动机，而梯形波分布的被称为直流无刷电动机。正弦波 PMSM 的定子绕组通常采用三相对称的正弦分布绕组，或转子采用特殊形状的永磁体，以确保磁通密度沿空间呈正弦分布。这样，当电动机恒速运行时，定子三相绕组所感应的电势则为正弦波。PMSM 的正弦控制效率很高，和 BLDC 比较，其低速运转顺畅，可最大程度地减少振动并降低噪声。PMSM 结构简单，体积小，重量轻，损耗小，效率高。PMSM 和直流有刷电动机相比，没有换向器和电刷等缺点；和异步电动机相比，由于不需要无功励磁电流，因而效率高，功率因数高，转矩惯量比大，定子电流和定子电阻损耗较小，控制性能好。但它与异步电动机相比，也有成本高、起动相对困难等一些缺点；和非永磁同步电动机相比，它不需要励磁装置，简化了结构，提高了效率。PMSM 既可以作为电动机用，也可以作为发电机用。永磁同步电动机矢量控制系统能够实现高精度/高动态性能，具有大范围的调速或定位控制，从而得到普遍使用。

根据永磁体在转子上位置的不同，永磁同步电动机可分为表面式和内置式。在表面式永磁同步电动机中，永磁体通常呈瓦片形，并位于转子铁心的外表面；而内置式永磁同步电动机的永磁体位于转子内部，永磁体外表面与定子铁心内圆之间有铁磁物质制成的极靴，可以保护永磁体。

由于同步电动机中的定子磁场和转子同步，不存在速差，所以转子不存在感应电流，也就没有转子电阻损耗，因此效率比较高，功率因数也比

较高。

BLDC 的转矩脉动比较大，铁心损耗也较大，所以在低速直接驱动场合的应用中，PMSM 的性能比 BLDC 及其他交流伺服电动机优越得多。

图 7-5 为一个用于公交车的低速 PMSM 的外特性曲线。

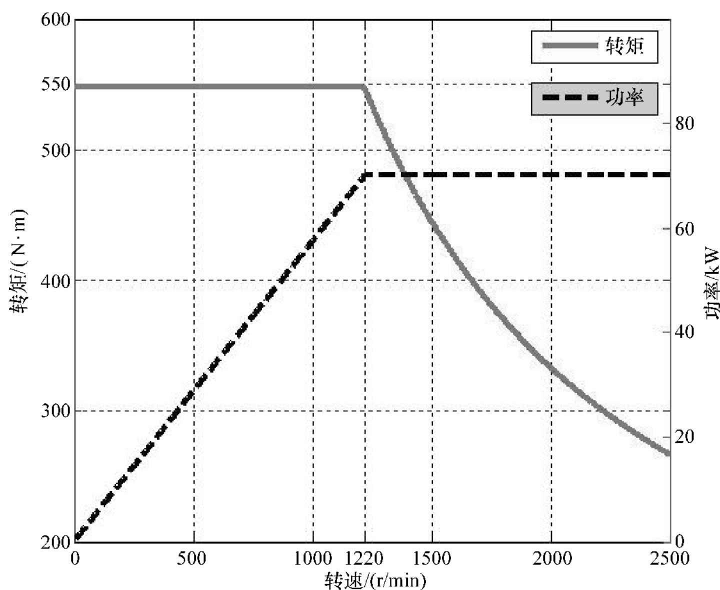


图 7-5　PMSM 外特性图示例

从电动机的外特性曲线可以看出，在低于额定转速的低速区，永磁同步电动机的输出转矩基本是恒定的，起动转矩为电动机的额定输出转矩。也就是说，起动转矩倍数只为 1，相对于交流异步电动机来说就显得很小。在超过额定转速的高速区为恒功率区，输出转矩随着转速的上升而下降。但从整体来讲，同步电动机的效率比异步电动机的效率高。对于整个电动机工作区间的效率情况，通常用等效率曲线来表示，如图 7-6 所示。

从图 7-6 可以看出，在低速和小转矩情况下的电机效率都较低，约 80%，而最高效率区可达 95%。该电动机的效率差为 15% 左右。

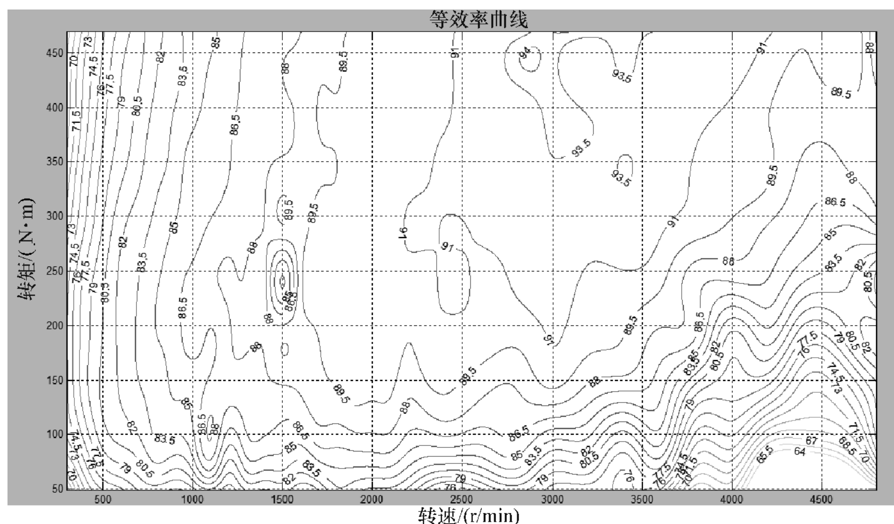


图 7-6　电动机效率图谱

7.6　AMT 在电动车上的应用

虽然电动机可以直接驱动车轮，也可以经过一个减速器驱动车轮而不需要多档变速器，但是因为电动机的起动转矩比较低，在低速时效率比较低，而在高速和大转矩区的效率比较高，所以电动车也给 AMT 提供了用武之地。在电动车中，2 档变速器使用最普遍，因为其结构简单，体积小，重量轻，成本低，更重要的是能基本解决电动车驾驶人对动力性和最高驾驶速度的要求，并能选用比较好的高效率区运行。在 2 档 AMT 系统中，1 档速比大，主要用于满足快速起步、爬大坡的实际需求；2 档用于满足高车速需求。图 7-7是广东戈兰玛系统有限公司制造的两种不同转矩的 2 档 AMT 电动车动力总成（包括电机和变速器）。

举个例子，如用上述低速电动机配置一个速比为 4 和 1 的 2 档 AMT 变速器来传递动力，那么先假设变速器的效率为 100%，再假设轮胎直径和主传动比的设置使得当电动机转速为 2500r/min 时，车速刚好为 80km/h，那么在变速器的输出端就可以得到图 7-8 所示的总成外特性曲线。

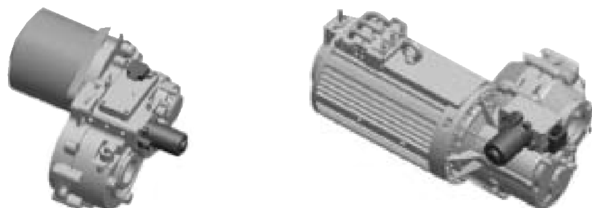


图 7-7　不同转矩的 2 档 AMT 电动车动力总成

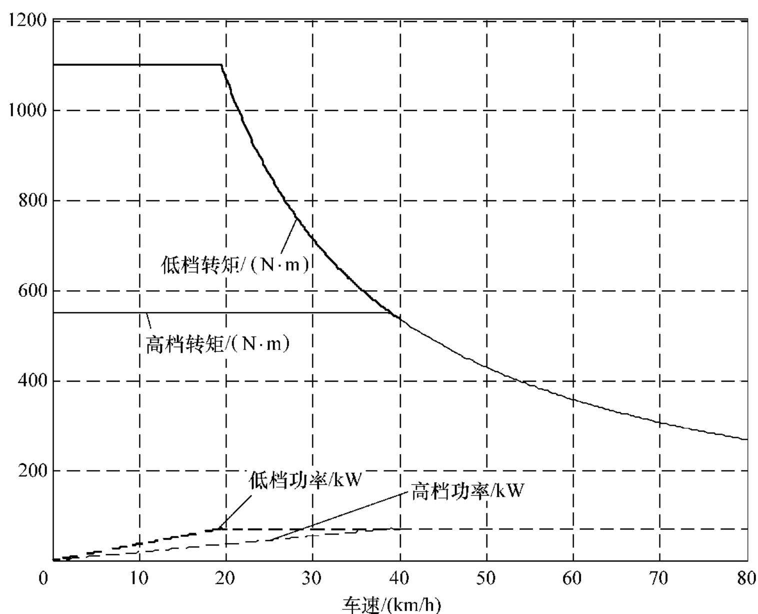


图 7-8　配置两档 AMT 后的永磁同步电动机动力总成外特性曲线

从图 7-8 可以看出，在车速低于 20km/h 的情况下使用低速档，那么动力总成的输出转矩和输出功率都比高速档提高 2 倍，这相当于选用了一个大了 1 倍的电动机，而且效率还提高了。在 20～40km/h 时，虽然输出转矩和输出功率提高幅度还达不到 2 倍，但增加幅度还是不少。这里假设在车速高于 40km/h 的情况下使用高速档，那么动力总成的性能就维持直驱时的原状。对于公交车和城市运行工况的其他车辆来说，最重要的是常用的低速区。虽然大部分城市都建在比较平坦的地区，但是高架桥和车库的斜坡都比较陡，都需要动力总成能够输出较大的驱动力和以较低的车速前进和倒退，

变速器能够完美地解决这个问题，是比较好的解决方案！

以图 7-9 的电动机效率图为例，如采用直驱，当电动机工作在700r/min、转矩为 450Nm 的低速大转矩情况（图中左上方的大圆点），电动机的运行效率为 79%。但是当采用速比为 4 的两档变速器后，对于同样的输出功率，电动机会工作在 112.5Nm 和 2800r/min（图中下方的方形点），那么电动机的运行效率为 86%，效率提高了 7%。如果速比不为 4 而是 2，那么电动机的工作点就可以移到 225Nm 和 1400r/min（图中中部的三角形点），在该点电动机的运行效率为 90%。这就提高了 8%。电动机的工作效率提高了，就意味减少了电动机的发热，增加了车辆的巡航里程，或用较少的电能就可以保持相同的续航里程。减少电能，意味着可以少用电池，即减少重量和成本。

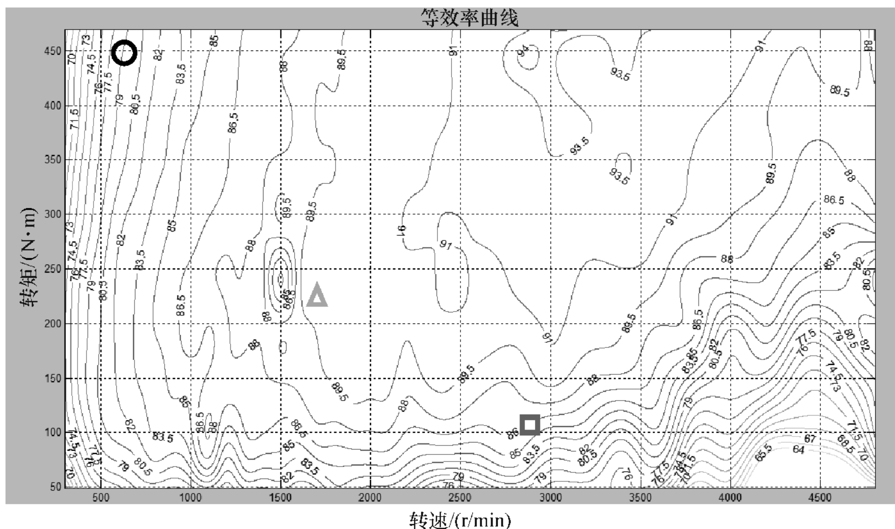


图 7-9　电动机效率图实例

两档变速器比减速器多一个档位，不只是放大了电动机转矩，重要的是有更多选择最佳效率区的机会。而在城区行驶的公交车大多工作在低速和大转矩情况。所以如果希望在更宽的范围提高输出转矩和输出功率以及选择最高效率区，那么多于 2 档的变速器就可以大显身手。当然档位越多，变速器的成本和重量都会随之有所上升。

图 7-10 是一个带两档 AMT 高速电动车的加速测试曲线。其中 100 表示为 1 档，200 表示为 2 档。

从图 7-10 可以看出，1 档换 2 档点在 5800r/min，100km/h 时电动机转速为 4674r/min。从图 7-10 中的车辆行驶速度可以得到换档时该车辆的加速度，如图 7-11 所示。

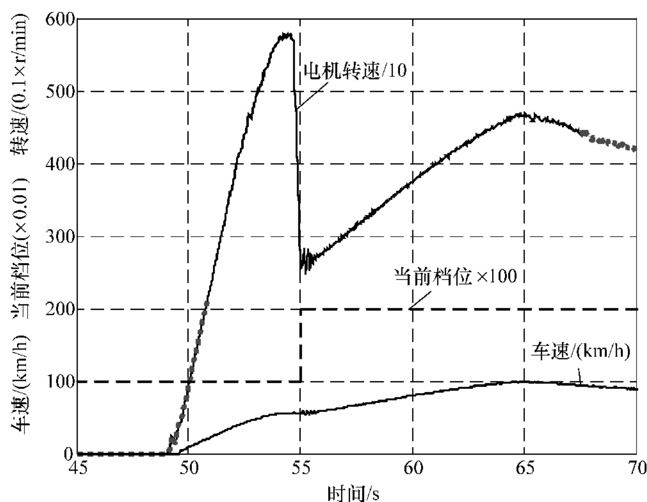


图 7-10　一个带两档 AMT 高速电动车的加速测试曲线

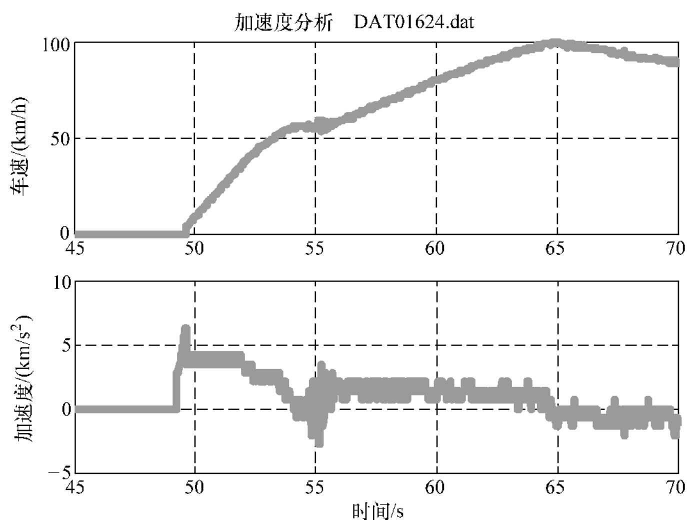


图 7-11　换档时车辆的加速度

从图 7-11 可以看出，在 1 档，车辆加速度约为 4m/s^2，在 2 档时，加速度约为 2m/s^2。很明显，1 档的加速性能比 2 档的加速性能好。两档变速器提高了低速区的响应快速性，可以满足驾驶人的操控跟随性能和驾驶动力性诉求。在城市工况，很多时候都在低速下行驶，所以低速档大大提高了车辆的操控性。

$$T_{电动机} - T_{路阻} = am$$

质量 m 相同时，变速器的输出转矩越大，加速越快。使用变速器低档时，车辆的输出转矩增大了好几倍。多档变速器虽然增加了系统的复杂程度，也增加了重量和成本，但是它提高了系统的动力性，提高了系统的效率，所以这是值得的。

电动车里的 AMT 换档和传统能源车里的 AMT 略有不同。下面来看看它的不同之处。

7.7 电动车 AMT 的换档控制

换档时，在传统燃油汽车上，是由 TCU 请求发动机提供所需要的动力，在电动车里，只有向电动机控制器请求动力或经整车控制器间接请求。只要电动机控制器正常，那么 AMT 同样可以得到需要的动力，这方面区别不大。比较突出的区别是在传统燃油汽车的 AMT 系统中，通常是带离合器的。这个离合器一方面用于起步，另一方面用于换档。但是在电动车上，只要控制得好，完全可以不需要离合器，因为电动机可以从零速逐渐稳定上升可调。换档时也可以通过电动机快速准确地降低电动机输出转矩和恢复转矩，但是如果电动机控制器的响应时间太长，精度不高，换档的品质就会大打折扣!

由于不需要离合器，在换档时也就不存在传统 AMT 中分离/接合离合器两个动作了。电动车中 AMT 的整个换档过程可以简化为降矩、摘档、同步、挂档、升矩五个步骤。其中降矩、摘档、挂档、升矩四个步骤基本和传统燃油汽车中的 AMT 换档相类似，只有同步过程有较大不同。

在有离合器的 AMT 系统中，同步是在离合器分离后实施的，所以将输入轴的速度调节到理想的转速相对比较容易。在离合器分离后，输入轴的转

动惯量很小，因为它只有离合器的从动盘、输入轴及其连接的齿轮。对于电动车，输入轴连接的不只是变速器的齿轮，还有牵引电动机的大转子！电动机转子质量大，其转动惯量远大于前者的齿轮。要靠变速器上的同步器来对这个转子调速实在是“小牛拉大车”。但优点是电动机可以调速！靠电动机自身驱动即可同步！只要电动机调速响应快、准确，那么同步就没有问题。所以，从理论上说，用于电动车的变速器不需要同步器上的同步环。

和传统燃油汽车中使用的 AMT 一样，换档时的动力中断会影响加速性能，也会影响驾驶舒适性。换档时间越长，动力中断时间越长，加速性能影响越大。如何加速换档、减少动力中断时间也是一个挑战。

图 7-12 所示为电动车换档时各有关信号的曲线图。从图中可以看出在两条竖粗虚线之间的换档过程中各个阶段所用的时间。

从图 7-12 可以看出，两条竖虚线之间的换档影响时间比较长，约 1.63s，完全动力中断的时间为 0.69s，降矩时间为 0.40s，升矩时间为 0.54s。在动力中断的 0.69s 里，同步时间占 0.49s，摘档 0.12s，挂档 0.08s。要想进一步缩短换档时间，加快同步过程是关键。同步过程的加快要求电动机控制器能快速、准确地调速。

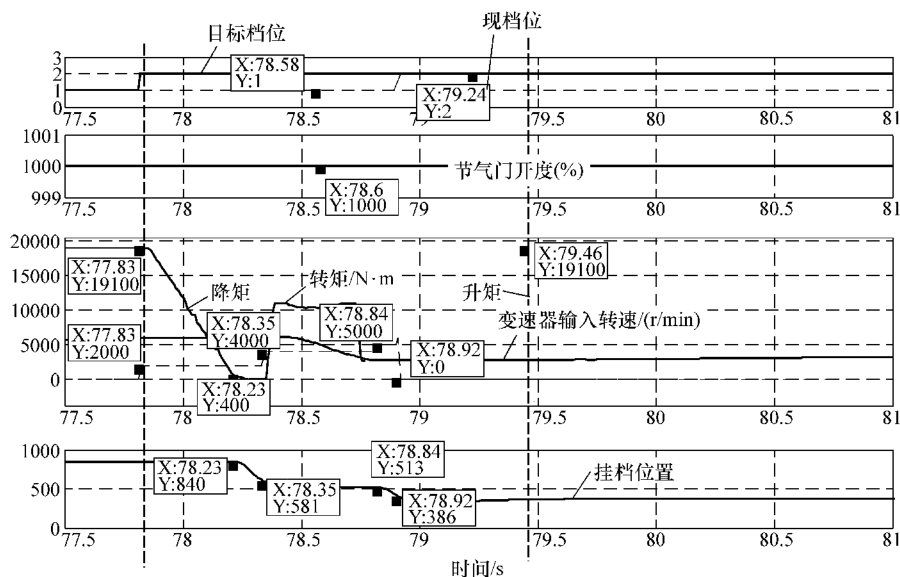


图 7-12　换档时各有关信号的曲线图

和传统 AMT 系统一样，电动车 AMT 的降矩和升矩速度也取决于车辆本身对转矩变化的承受能力。如果动力总成安装不好，悬架设计不好，动力总成的任何转矩变化都可能引起车辆的晃动，换档时的顿挫感就会出现。

7.8 电动车 AMT 换档时的能量回收

众所周知，电动车和混合动力车都可以进行能量回收，即在制动或车辆下坡滑行时，可以将车辆的动能通过发电机转换成电能并存储到电池中。其实在升档过程中，也有能量可以回收。在升档时，输出轴的转速可以和车速一样被认为不变，为了满足升档后的要求，输入轴必须降速。对于带离合器的系统，在离合器分离后，输入轴的惯量很小，存储的动能也很小，速度能较快地降下来，发电的意义也就不大。但是对于和电动机固定连接的纯电动车或混动系统来讲，电动机转子的惯量比较大，加之档位数通常比较少，所以升档时需要降低的速差会比较大，存储的能量也就比较多。如能将电动机旋转惯量这一部分能源用于发电和回收就变得很有意义。更为重要的是，这个能量的回收加速了电动机的速降和缩短同步需要的时间。这对加速换档、缩短动力中断时间、提高系统快速性有很积极的意义。

换档过程中，在摘档前后，控制器即使电动机处于发电状态。发电量的大小由电动机的实际转速和目标转速之差以及理想的减速比来确定。虽然在摘档后，电动机轴和车轮已经分离，电动机的转速不再影响车速，但是电动机转速的急剧变化会使电动机产生冲击。这种冲击会影响电动机的寿命，还会造成电动机和变速器耦合轴的过度磨损，也会传递到车身造成振动，所以应该选择合适的速降。速降快慢的调节是通过调节发电能量的大小来完成的。发电功率越大，制动效能也越大，反之亦然。

在电动机转速接近理想转速时，应放慢发电以防速降过大，弄巧成拙。

7.9 问题思考

① 串联混动和并联混动的区别有哪些？

② 串联混动和并联混动各有什么优缺点？

③ 降档时，能否对电动机的能量进行回收？

④ 如何提高电动机的效率？

⑤ 在电动车上使用一个 6 档变速器有什么不好？

第8章 驾驶控制

AMT 的控制不只是满足于决定档位和执行换档。那只是正常运转条件下的主要工作。AMT 的控制目的是满足驾驶人的所有要求，尽可能做到驾驶人在所有情况下都可以操控自如。但是车辆受环境的影响、岁月的影响都很大，变数很多。即使在正常情况下，如不考虑路面摩擦系数、温度、海拔、车辆新旧等因素，AMT 还要考虑和处理整车在实际中不同驾驶人所遇到的各种情况。

8.1 控制模式

对于传统能源的车辆来说，这些情况可分为如下 20 多种主要运行状态：

① 车辆静止时发动机熄火。

② 车辆静止时发动机起动。

③ 车辆静止时发动机怠速。

④ 车辆移动中发动机熄火。

⑤ 车辆移动中上电。

⑥ 车辆移动中发动机起动。

⑦ 车辆移动中发动机怠速（空档滑行）。

⑧ 车辆平路起步。

⑨ 车辆上坡起步。

⑩ 车辆下坡起步。

⑪ 车辆加大节气门开度加速。

⑫ 车辆长上坡行驶。

⑬ 车辆长下坡行驶。

⑭ 车辆减少节气门开度减速。

⑮ 巡航自动加速。

⑯ 巡航自动减速。

⑰ 车辆制动。

⑱ 平路倒车。

⑲ 倒车上坡。

⑳ 倒车下坡。

㉑ 升档过程。

㉒ 减档过程。

㉓ 急拐弯行驶。

㉔ 急起步。

㉕ 急制动。

㉖ 动力模式。

㉗ 经济模式。

在特殊或非正常情况下，还有一些比较特殊的控制：

① 跛行回家。

② WOT。

③ KD。

④ ED。

⑤ 堵车。

⑥ 制动降档中接着大节气门开度。

⑦ 增大节气门开度升档中接着制动。

⑧ VSC（ESP）模式。

⑨ ABS 模式。

⑩ TC（Traction Control）模式。

⑪ BAS 模式。

⑫ 雪地、沙地模式。

⑬ 暖机控制。

TCU 必须对上述每一个工作状态制定出特定的控制策略。对于有故障情况、路面摩擦系数不同、温度不同、海拔不同、车辆新旧不同等情况，也

要制定出相应的控制策略才能满足客户在不同情况下的不同要求。下面是其中一些运行模式的处理方法，有些比较简单的这里不再赘述，还有一些与起步有关的处理方法将在第 9 章中专门论述。

8.2　上电处理

驾驶人可能在任意状态下关掉发动机钥匙然后又重新上电。如在行驶过程中上电，情况比较复杂。TCU 必须搞清当时车辆工作状态。如当车速高于某一值时，检查离合器是闭合的，档位不在空档，那么此时汽车可能运行在某一个可确定的档位，那么继续运行而不进入起步控制。如车速高于某一值，离合器是分离的或档位在空档位置，那么汽车是在滑行，这是一个难以确定汽车是在前进或后退的情况。如车子在高速倒退，不宜进入前进档；如车子在高速前进，则不宜进入倒档。否则会导致变速器损坏。

当车速低于某一低值时，离合器应是打开的或在滑摩状态，此时汽车是在起步阶段，控制方法和刚上电起动时相同，此时档位也要复位到空档。根据换档器的不同位置，比如前进或倒退而采用不同的应对策略。图 8-1 是上

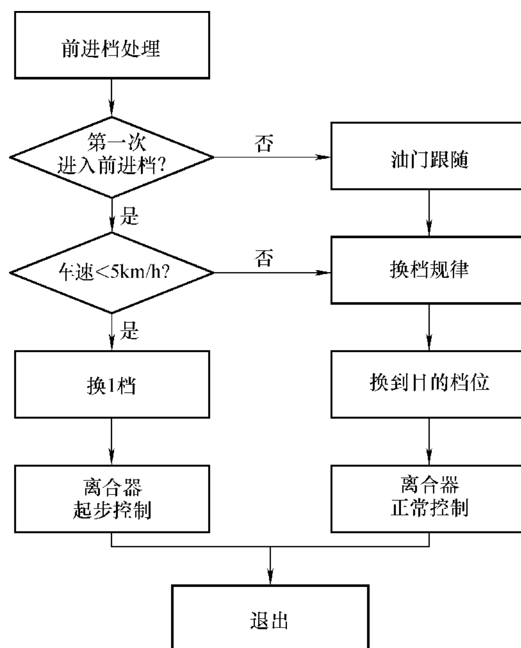


图 8-1　上电后换档器在前进档的控制程序流程

电后换档器在前进档的控制程序流程示例。

如换档器在 D 位，挂档电动机先挂好 1 档。对于有自动起步功能的，当制动踏板松开，即控制离合器慢慢接合。

如图 8-1 所示，进入前进位后，首先判断是不是第一次从别的档位换到前进档，若是，则检查车速，车速小于某一标定值时判断为起步控制，使用 1 档起步（有些公交车也有用其他档位起步的），接着离合器按起步控制规律接合。如果车速大于该标定值，则不进行起步控制，而根据车速使用换档规律判断适合车况的最佳档位。

如果不是第一次进入前进位，就直接进入正常的前进控制程序，则首先是发动机的输出转矩可跟踪驾驶人的加速踏板，接着使用智能的换档规律选择最佳的档位。如果选择的档位与当前档位不符，就分离离合器，换档到目标档位，最后根据行车中离合器接合规律接合离合器，完成后退出该处理模块。

如在 R 档，挂档电动机先挂好 R 档，当车速为零时，对于有自动起步功能的，当制动踏板松开，即控制离合器接合，发动机输出大小跟踪加速踏板大小，只要发动机速度够，离合器接合后不再动作直到系统指示新的换档。要注意，为了安全起见，倒车时车速应低于前进位起步的车速。

如在 N 档，不采取行动。

如在 M 档，挂档电动机先挂 1 档，等待制动踏板松开，即控制离合器接合，发动机输出转矩跟踪加速踏板变化，运行在 1 档，汽车起步前进。只要发动机速度够，离合器接合后就无需再动，直到驾驶人指示换档。

比较特殊的是在坡道上起步的情况（前进和后退），此时如控制不好发动机，很容易造成熄火或使车子向相反方向滑动。如何快速地发现是在坡道起步和如何快速采取措施防止溜坡是至关重要的。这将在后面再讨论。

8.3 换档请求处理

换档请求有两种：自动换档请求和手动换档请求。对于自动换档请求，如果自动档位确定程序比较完善，一般换档执行程序应该照单执行，有求必

应。对于手动换档请求，应避免不合理换档请求。

不合理换档请求包括：

① 发动机转速已经很高，再降档就有可能超过发动机最高允许转速。

② 发动机转速已经很低，再升档就有可能低于发动机最低转速造成熄火。

③ 车辆还在前进运行，驾驶人要求挂倒档，这可能导致变速器损坏，反之亦然。

④ 车辆在下坡高速滑行，驾驶人要求挂空档。这很危险，可能导致失控。

⑤ 在上一次换档还没有完成，又有一个新的换档要求时，TCU 必须尽可能满足驾驶人的要求时，不等前一次换档完成，而是直接按新的指令进行换档。

还有在自动换档模式里，也常会遇到突然的换档要求。比如前面提到的两种模式：急制动后又踩加速踏板加速，或急加速之后又制动。这些驾驶模式的急剧变化自然会导致目标档位的快速变化。如何合理地应付这些换档请求也是要加以分析的。

图 8-2 所示是 TCU 在自动换档模式下，大节气门后松开加速踏板的减

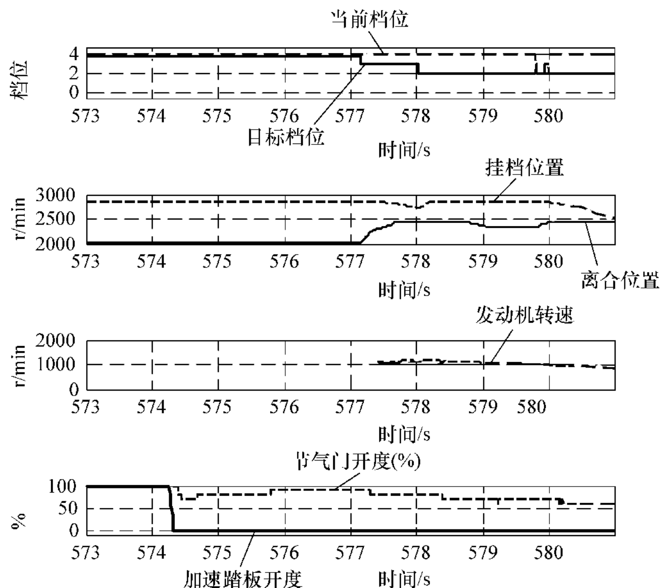


图 8-2　循环换档

档过程中又被要求升档的实例。此处现要求从4档降到3档，而后有要求降到2档，所以TCU按最后要求的2档执行，但接着又要求升回到3档，造成循环换档。

8.4 暖机模式下起步和换档控制

在发动机温度较低时，发动机的转速不能太低，否则发动机容易熄火。在低温情况下，一般发动机控制器会使发动机工作在暖机的高怠速模式，此时发动机转速可能超过1000r/min。因此AMT在怠速起步时和在换档点选择方面要进行相应控制，防止高怠速引起高速起步，也不能造成发动机转速太低而熄火。升档点也要相应提高以保证升档后，发动机保持较高转速和有足够的动力继续驱动汽车。

8.5 起步控制

起步的质量十分重要，一是因为驾驶人操作驾驶的第一步就是起步，二是目前停车位都普遍紧张，汽车四周的空间一般都较小，因此对汽车的前进和后退必须有比较精密的控制，以免发生碰撞。

正由于起步的重要性，所以将另辟一章专门讨论。

8.6 制动控制

制动处理要求实时、快速，因此在车辆运行过程中处于至关重要的地位。车辆行驶过程中受道路和交通环境的影响与制约，驾驶人经常要根据具体情况通过制动来实现减速或停车的目的。按情况可将制动分为预见性减速制动和紧急停车制动。预见性减速制动是指驾驶人根据路况、驾驶环境及需求而减速，但不停车。紧急停车制动是指使车辆尽快停下来。

为了保证发动机正常工作，不至于在制动的过程中熄火，同时从行车安全角度考虑充分利用发动机来实施制动，AMT和MT传动系统的车辆一样，

当车速降到一定程度，就要通过离合器的分离和/或摘档到空档来切断发动机与传动系间的动力传递，防止发动机熄火。在驾驶人松开制动踏板后，再根据车速挂到合理的档位保证车辆平稳运行。如车速降低很多，需要时允许跳档，如从 5 档一次降到 2 档。具体内容包括制动工况动力中断的时机、制动结束后合理档位的选择、由制动到正常运行过渡阶段离合器与节气门开度的协调控制，以及制动处理与正常行驶处理的协调等。

在急踩制动踏板的情况下，车速下降很快，一般 2 ~ 3s 就可以使车速从 100km/h 降到零。对于这么急速的制动可不实施降档，特别是在换档时间比较长的情况下，也许一次换档还没有完成，汽车已经停住了。即使换档速度较快，那么整个急制动过程中也可能都是在换档。这样在大部分时间里离合器是处于分离状态的，那么实际上利用发动机来制动也就不可能。只有当发动机转速太低有熄火危险时，才分离离合器防止熄火。

如何判断是否紧急制动？可通过制动踏板位置传感器或制动系统主缸压力大小来判断。在没有制动主缸压力和制动模拟量传感器的情况下，也可使用车速减速的快慢估计制动力度，但是这种方法和使用传感器直接测量的方法相比，反应速度较慢。

在小转矩和低速情况下，离合器不需要接合到底，可提前分离一点点也不会打滑。到需要分离时，就可以缩短分离离合器的时间而有效防止熄火。

AMT 系统为了保证对制动的实时性快速处理，制动信号宜采用直接接入 CPU 一个外部中断输入端，且该中断赋予了较高的优先级。制动时，驾驶人的意图可能比较复杂且制动时刻有一定的随机性，AMT 保证了制动处理的优先机制，也就多了一分安全。

AMT 系统要求在发动机起动时必须满足几个条件：空档，离合器分离，制动踏板被踩下。系统复位时会自动分离离合器，所以为了安全也要求驾驶人踩下制动踏板才允许复位，否则车子可能会自然滚动而造成危险。

当制动发生在前进升档换档过程中但还未摘档，应立即停止换档并退回原档。当制动发生在前进降档换档过程中并已挂上档，应接合离合器完成这次换档。进入制动处理程序后，当车速下降到某一数值以下时，如 15km/h，或在发动机低于某低转速时，则分离离合器以防止发动机熄火，变速器换档

到1档准备继续前进。

8.7　发动机制动模式

在高负荷情况下突然松开加速踏板，发动机控制器通常会关闭节气门停止喷油。此时发动机会拖住汽车起制动作用，车子靠惯性前进。此时如分离离合器，车辆就不再反拖发动机，如果此时发动机控制系统反应慢而不能及时回油，发动机就可能会熄火。

这就是图8-3中在分离离合器后发动机转速几次急剧下降的原因。这种下降会引起防熄火降档。

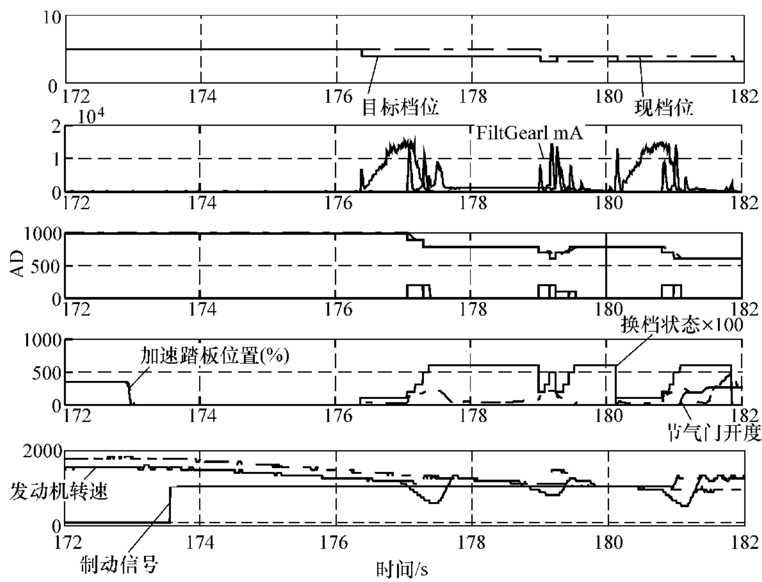


图8-3　急制动防熄火

8.8　KD模式

在驾驶人需要超车或其他急加速时会突然将加速踏板踩到底（俗称地板油），这时TCU应立即响应以提供最大转矩，但是如果发动机已经工作在最大节气门开度的工况，如何加大输出到车轮上的转矩呢？

图 8-4 为某公司生产的 DA468 发动机的外特性曲线，比如车辆工作在 5 档上坡时，因为变速器输出到车轮的转矩不足以克服车辆的风阻、路面阻力和重力作用，所以发动机转速下降。发动机转速一下降，根据图 8-4 可知，发动机的输出功率也随之下降，车速也随之下降。如果此时猛踩加速踏板，TCU 即控制变速器从 5 档降为 4 档，假设瞬间的车速不变，那么发动机的转速会因为变速器速比的变化而立即上升。从图 8-4 可以看出，当发动机转速上升后，发动机的输出的功率大为增加，所以输出到车轮上的转矩就大于车辆的行驶阻力矩，车辆加速。在猛踩加速踏板超车时的情况也类似，变速器迅速降档增矩加速。这就是变速器快速降档增矩的原理，通常称为 KD。降档的数量可以是 1 档、2 档，甚至一次降 3 个档来加速。降档越多，增速效果越好，但是对同步器的要求也越高，因为降档时，输入轴需增速，降的档数越多，输入轴需增速也越多，这在前面已经介绍过了。如果换档时的变速器输出轴转速为 x，那么输入轴的目标转速就是 $x \times (k_{n-1} - k_n)$。k_n是换档前的档位速比，k_{n-1}是换档后的档位速比。两个速比差越大，输出轴转速越高，输入轴需要升速的幅度也越大，相应在同等情况下同步的时间也会越长。如不加快同步速度，势必造成换档时间很长，不能及时提供驾驶人所需

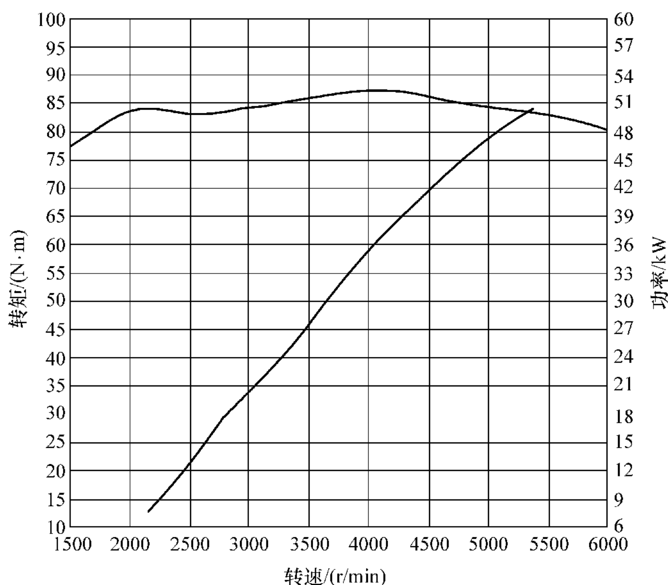


图 8-4　DA468 发动机外特性曲线

要的动力。但也不能过分加大同步力，这可能会导致同步器的不正常磨损。

在KD快速降档过程中挂好档后，发动机转速也要提升才能跟上速度增加了的输入轴转速，否则离合器的磨损会增加，离合器的接合时间也会延长。所以在KD换档的特殊情况下，如何使用无离合器换档来减轻同步器和离合器的摩擦损耗是很有意义的。

如果配一个5档变速器，其1档到5档的速比 $k_1 \sim k_5$ 分别为：3.416、1.894、1.28、0.914和0.757，并假设车速瞬间不变，那么从5档降到2档时，发动机的转速从 n_1 必须调整到 n_2。

$$n_1/k_5 = n_2/k_2$$

$$n_2 = n_1 \times k_2/k_5$$

换档时发动机需提速的速差为变速器速比的函数，也是换档点发动机转速的函数。换档点的发动机转速越高，速差越大，这两者呈线性关系，如图8-5所示。

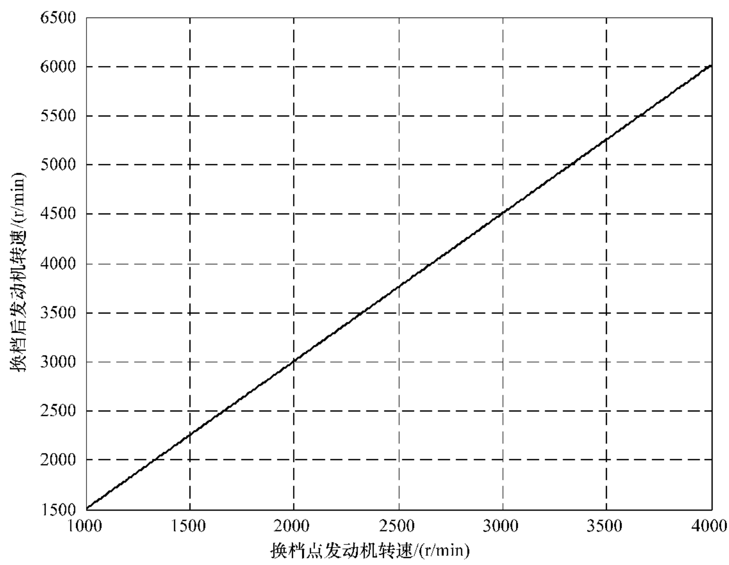


图8-5　KD降3档时换档速差和换档点的关系

8.9 WOT 模式

在运行过程中突然 WOT 的模式已在 KD 模式中讨论。这里只讨论 WOT 起步。在实际运行中，驾驶人很少在起步时就将加速踏板踩到底，这种情况大多是在测试车辆动力性时发生而已。不管是实际应用还是测试，都希望在短时间内达到理想的高车速，通常按从车辆静止时急踩加速踏板开始到车速分别到达 50km/h 和 100km/h 的时间来计算。图 8-6 所示为一辆 AO 级乘用车试验时的测试结果。

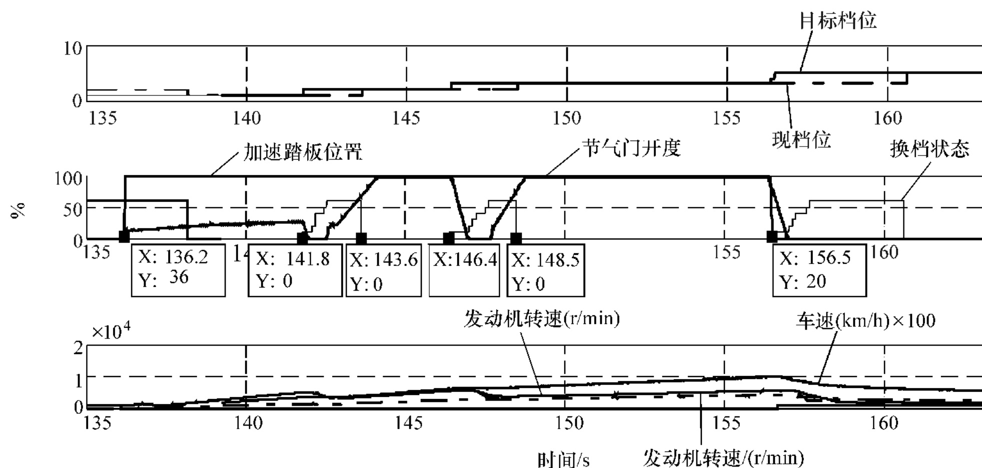


图 8-6　车辆加速 0～100km/h 测试曲线

从图 8-6 可看出，0～100km/h 的加速时间约为 20s，速度较慢。其中起步时间为 1.5s（踩节气门到离合器接合到无滑差），其中 0.5s 开始移动，1s 结束滑差，如将图 8-6 中的起步部分放火后的图 8-7 所示。

另外，换档时间占了 3.7s，其中 1 档到 2 档换档 1.6s，2 档到 3 档换档 2.1s（同步时间长）。从图 8-7 可以看出，很多地方可以改进，提高速度。有些系统要求 0→100km/h 加速时间少于 10s。

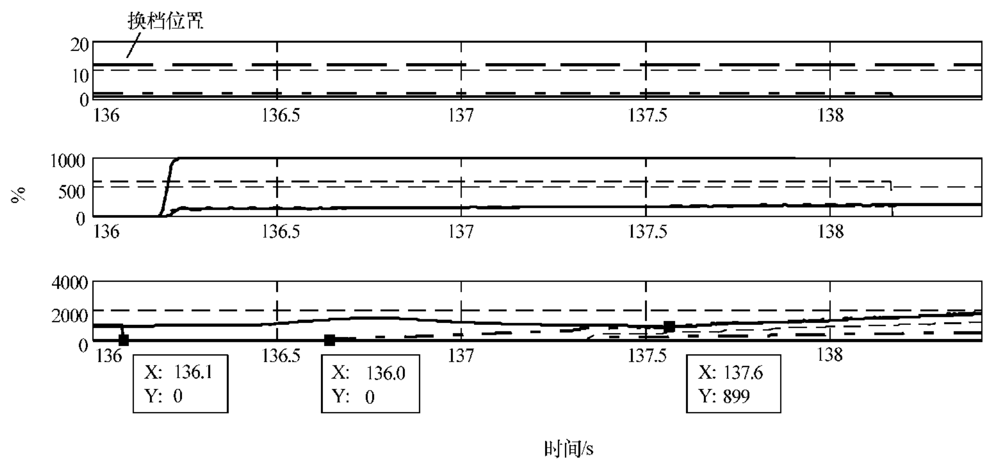


图 8-7 车辆加速 0～100km/h 测试曲线起步段

8.10 FE 模式

当驾驶人在使用大节气门增速后，突然遇到某种情况要停止加速，所以全部松开加速踏板任其滑行或踩下制动踏板减速。因为换档档位是采用多参数来评判选择，通常在某一固定车速下，节气门从大到小变化可能会导致自动升档。所以，如果驾驶人是为了减速而松开加速踏板并踩制动踏板，而且不加特殊处理，则 AMT 可能会升档。其结果就会和驾驶人的意图不一致，因为低档运行时发动机可以帮助制动。如果没有制动，是为了滑行，那么升档是对的，这可以减轻车辆反拖发动机而造成过分减速和不舒适。所以要区分情况，分别对待。如果不分青红皂白一律升档，那么在松开加速踏板制动后车速降下来时必然会发生降档，进而导致循环换档。因此，可适当延时升档，看驾驶人是否踩下制动踏板，进而决定是否升档以帮助降速，避免循环换档。

8.11 VSC 模式

车辆进入 VSC 功能时，要避免换档，否则会由于车轮驱动力的突然变

化导致车身旋转控制受到干扰而造成危险。TCU 从 CAN 总线获取 VSC 信息。

8.12 ABS 模式

车辆进入 ABS 模式时，要避免换档。车轮驱动力的大小和是否满足车轮抱死条件有很大关系。换档时突然改变车轮驱动力会造成 ABS 受到干扰而造成危险。TCU 从 CAN 总线上获取 ABS 信息。

8.13 TC 模式

在冰面、雪地、沙地、泥滑地等路面起步时，容易出现起步打滑。对于配置有 TC 功能的车辆，能探测到轮胎打滑进而启用 TC 功能以降低发动机输出转矩来克服打滑。当 TCU 从 CAN 总线得到 TC 发出的轮胎打滑信息后，TCU 可以不因为变速器输出轴转速的升高、发动机转速的升高而升档，避免不必要的换档。

8.14 BAS 模式

BAS 在紧急情况下辅助驾驶人提供更大的制动力，实现紧急情况下车辆的快速制动。在没有和制动系统通信的情况下，如果换档时间很快，则应尽快降档，用发动机减速协助制动。但是如果换档时间很长，则不如不换档，任何档都比空档具有更强的制动作用。因此，应根据具体情况，具体分析。

8.15 冬季模式

设置冬季模式开关，以 2 档起步，并在仪表盘显示。冬天里常有路面结冰和轮胎打滑现象。如果 1 档转矩很大，则很容易引起打滑，2 档起步效果

较好，还减少了起步后马上升档的烦恼。有 TC 功能的车辆就不用再考虑这个功能。

8.16　问题思考

① 在车辆碰撞情况下，AMT 应该如何动作为好？
② 市区堵车条件下，AMT 应该如何动作为好？
③ 什么时候使用 AMT 中的手动模式比较好？
④ 如何平衡最佳档位和循环换档的矛盾？
⑤ 在自动和手动换档模式之间不断切换会有什么问题？
⑥ 多档的 AMT 和少档的 AMT 相比，哪一个对可靠性的挑战更严峻？
⑦ 突然涉水行驶对 AMT 有什么挑战？

第9章 起步和蠕动控制

很多驾驶人都希望一松开制动踏板，车辆就能快速反应，稳定起步，但是在很多场合，如堵车和车库停车，又希望能平稳地慢速移动车辆，因为起步时车速的任何急剧变化都会让驾驶人恐慌，甚至和其他车辆或物体造成碰撞。所以，起步的平顺性直接关系到驾驶舒适性和行车安全性。

起步中有好几种情况需要分别处理：

① 不踩加速踏板松开制动踏板自动起步。

② 起步蠕动过程中踩制动踏板和松开制动踏板。

③ 起步蠕动过程中踩加速踏板松加速踏板。

④ 小踩加速踏板起步。

⑤ 中踩加速踏板起步。

⑥ 加速踏板踩到底（WOT）起步。

⑦ 上下坡前进位起步。

⑧ 上下坡倒档起步。

由于坡道起步比较复杂，我们将另辟一章单独讨论。下面主要讨论平路上的起步和蠕动控制。

9.1 平滑起步的挑战

如果是用电动机作为动力源，起步和蠕动就很简单，因为电动机的转速可以从零开始慢慢上升以对应车辆以零车速慢慢上升的需求。但是对于以内燃机作为动力源的情况就不同，因为内燃机的最低稳定运行速度大多数都在600r/min以上。虽然发动机及其控制技术都在不断提高，发动机的最低稳定运转速度也在慢慢降低，但是要做到像电动机一样是不可能的。

当离合器完全接合时，汽车在发动机最低稳定运行转速条件下的速度就

是最低稳定无滑摩车速。此时，离合器摩擦片上没有转速差，离合器上也就没有能量损耗。

图 9-1 是某车辆起步测试时记录的有关信号图。该系统使用的是开关式制动信号。当图中时间为 30s 时，制动信号由高跳到零表示制动踏板松开，汽车要起步。在时间为 31.23s 时输入轴才有转动信号，离合器处于滑摩状态，滑差很大。时间为 32.27s 时，发动机和输入轴的转速相等，说明离合器已经传递发动机的所有转矩到车轮，离合器没有打滑，转速没有滑差。

最低稳定无滑摩车速 = 发动机最低稳定转速/1 档传动比/主传动比 × 轮胎有效周长

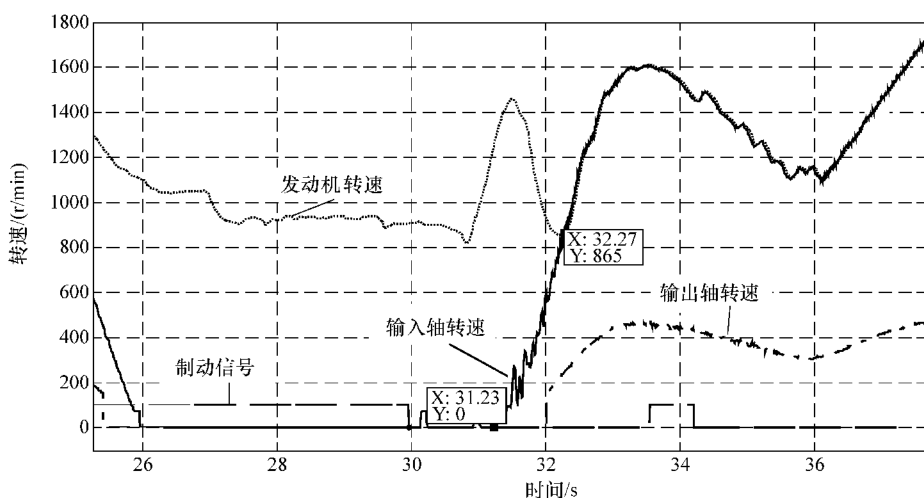


图 9-1　起步时信号图

不同发动机的最低稳定工作转速点可能不同，即使同一个发动机，在不同负荷或不同温度下，其最低稳定工作转速点也可能是不同的。在发动机低速区，发动机工况会比较差，即使不熄火，也可能会出现抖动。有时为了简便，将发动机最低稳定运行转速作为常温下的标称怠速，因而通常使用一个固定的最低发动机稳定转速来保证发动机不熄火。在热机和车速较低时，允许发动机速度低于标称怠速，但必须高于不稳定转速以保证发动机不熄火。实际上应根据具体起步负荷和温度来调整最低运行发动机转速。起步负荷的大小主要取决于车辆的质量和路面坡度的大小，以及转向盘的转角大小等。本书中，起步的整个过程定义为松开制动踏板后车辆从零速上升到发动机怠

速下离合器不滑摩时所对应的车速，即最低稳定无滑摩车速。图9-2为车辆自动起步曲线示意图。

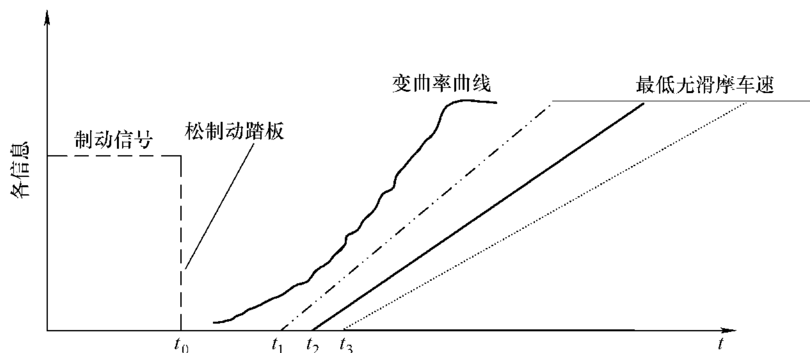


图 9-2　车辆自动起步曲线示意图

理想的自动起步曲线是什么样的，每个人的要求可能不同。但是作为一个整体，起步曲线应该考虑舒适性、安全性、经济性。舒适性主要取决于驾驶人的感觉，但正如前面所述，即便对于同一个驾驶人，理想的起步曲线也不是固定的，因为这还要看场合。较多的人可能比较容易接受一松开制动踏板（t_0）车辆就进入由慢到快的变加速过程，如图 9-2 中的变曲率曲线所示。踩加速踏板起步时，车子起步速度能反映驾驶人的企图，如踩加速踏板的大小、快慢。但是由于离合器接合需要时间，从松开制动踏板到车子移动（t_1），总会有一点点延迟。在平路上起步时间延迟的多少（$\Delta t = t_1 - t_0$）是衡量起步控制好坏的标志之一。Δt 越小越好，一般应该在 0.5s 之内。汽车自动起步后理想车速变化率的大小也因人而异。年轻人可能喜欢快一点，老年人可能喜欢慢一点。要满足所有用户的要求，不是一件容易的事。

为了满足不同的要求，起步可分为自动起步和踩加速踏板起步两种。自动起步可以考虑慢一点，以满足小空间停车和起步，由 TCU 控制。踩节气门起步则可为满足希望快速起步的驾驶人的需要，驾驶人希望稍微快一点就轻踩加速踏板，如希望快一点，就深踩加速踏板起步。自动起步的最高速度应限制在离合器完全接合和发动机运行在怠速下的车速。踩加速踏板起步就可以没有最高起步速度的限制。原则上，起步时，在离合器完全接合前，发动机转速高于怠速是不可取的，因为这会加速离合器的磨损；但踩加速踏板起步时允许发动机速度高于怠速，以取得更好的平顺性和快速性效果。踩加速踏板起步应以发动

机不空转飙升、车轮不打滑、没有冲击为极限。有些驾驶人希望有很强的推背感和轮胎打滑冒烟的刺激感，这可通过使用运动模式来实现。

当汽车从静止起步到达最低稳定无滑摩车速之前，离合器必须处于半离合状态，变速器输入轴转速必须低于发动机转速，其速差等于发动机转速减去输入轴转速。在滑摩状态下，发动机的输出功率 = 发动机的输出转矩 × 发动机的转速。而输入轴得到的功率 = 输入轴的转矩 × 输入轴的转速。由于两转矩相等但输入轴转速低，部分能量就损耗在离合器摩擦片上。能量的损耗 = 离合器速差 × 离合器传递的转矩。这就是离合器摩擦片发热和磨损的起因。

在堵车情况下，车辆常常处于停车和起步过程，而且车速常常低于最低无滑摩车速，离合器可能会长时间工作在滑摩区，因此减少离合器发热和磨损是起步和蠕动控制的要点之一。在发热严重时，应有一定的保护措施。

不踩加速踏板让其自动起步是通过控制离合器的接合程度来控制传输到输入轴的转矩，因为离合器能传递的最大转矩和离合器的接合深度有一定的关系，当然还和离合器摩擦片的摩擦材料、离合器的温度等有关。如果对离合器位置控制得不恰当，则容易引起起步振荡。

振荡的来源有：

① 离合器接合深度波动造成传递的转矩急剧变化而抖动。

② 发动机转速由于负载的脉动变化而变化导致抖动。

③ 突加负载可能会激励动力链振荡。

④ 离合器盘、离合器摩擦片的摩擦力不均衡，离合器摩擦片的减振弹簧和驱动链引起谐振。如遇这种情况，则必须更换压盘、摩擦片或对摩擦盘表面进行加工处理。

要获得平稳的起步，解决上述问题是关键。

另外，倒档起步和前进起步的不同点在于对安全的考虑，因为倒退时的视觉总不如前进时的视觉好，所以更应慢点以确保安全。

另外，如果考虑路面坡度，在经济模式下踩加速踏板起步时，车辆的目标加速度 a 应该是加速踏板位置的函数。

$$a = a_0 + k \times S$$

式中，a_0是自动起步的车辆目标加速度；k 是增益；S 是加速踏板位置。

目标加速度 a_0的极限值应该是从安全性方面的考虑和发动机怠速控制

器的调节速度来考虑。后者可以通过自学习得到。

目标加速度 a_0 的下限值应该是驾驶人的接受程度和发动机及离合器响应时间的极限。驾驶人的接受程度可以通过踩加速踏板的深浅来矫正。离合器的发热和能量损耗可以通过计算得到。如果驾驶人需要很慢或环境只允许很慢，则能量损耗就不能成为考虑因素，但离合器发热问题必须考虑。当离合器过热时，必须加快在滑摩区内接合离合器和打开离合器的速度。这在第5章会更详细地描述。

在坡道上平稳起步有一定的挑战性，这将在第10章里专门讨论。

为了满足驾驶人起步时快速反应的要求，延时 Δt 当然越小越好。在动力模式下，Δt 应更小，即离合器应接合得更快一些，车辆行驶速度变化率也要大些。

有一个误区：离合器能传递转矩的大小只和离合器的位置有关。实际上，离合器传递转矩的大小还和发动机的转速有关。即使不改变离合器的位置，只改变发动机的转速，传递到输入轴的转矩也会产生变化。图9-3是踩加速踏板起步的情况。开始发动机转速比较低，当离合器逐渐接合后，输入轴开始转动；松开加速踏板之后离合器逐渐分离，输入轴的转速开始下降，后来则跟随发动机转速的升高而升高，从而造成输入轴转速抖动。

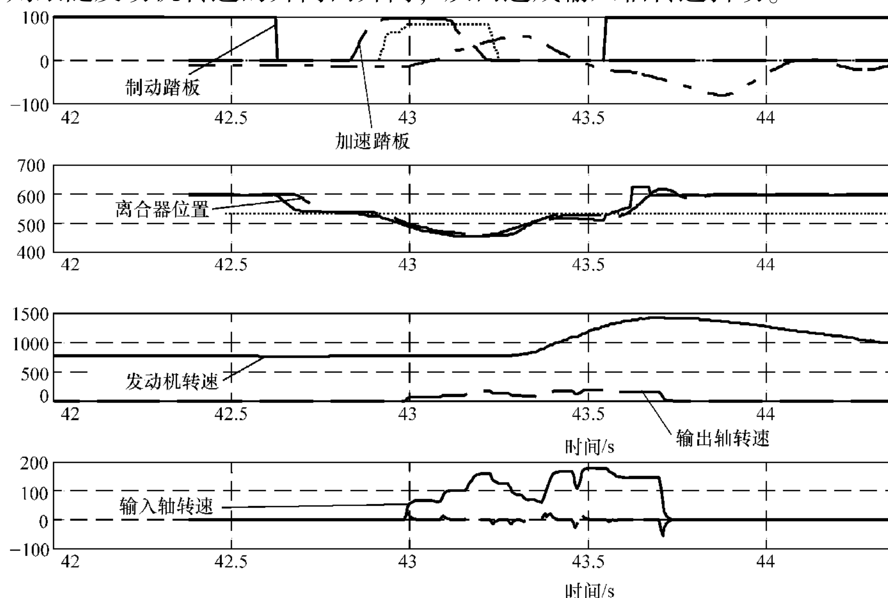


图9-3　踩节气门起步时的有关信号

9.2　蠕动和自动起步控制中的发动机控制

如上所述，要使车辆以某加速度 a 起步，则必须给车轮一个驱动力 F 以满足下列公式：

$$a = f/m$$

式中，a 为理想的加速度；m 为车辆质量，它随着货物重量和乘客重量的变化而变化；f 为通过离合器施加到车辆的纵向驱动力，发动机驱动力和行驶阻力之差。如果不考虑离合器滑摩损耗和行驶阻力的变化，那么只要调节发动机的输出转矩就可调节车辆的行驶加速度达到理想值 a，但是在实际驾驶中，行驶阻力是一个不确定的数值，它除了和车速有关，也和路面状况有关。当然，只要以加速度或以速度为变量进行闭环控制，行驶阻力和质量就会随着闭环控制器增益的增大而缩小，甚至是可以忽略的。有一点必须注意，增益不可能设置得很大，因为离合器的位移不允许有急剧的变化，否则就可能会造成不可接受的冲击，所以通常还要对目标离合器位置要进行滤波以保证车辆能平滑移动、平稳起步。

实际上，自动起步是在不踩加速踏板的情况下使车辆自行起步，即发动机在怠速情况下或控制器给定的起步速度下驱动车辆。即使在一些有 CAN 通信的 EMS 系统中，一般也不能直接发指令控制发动机的怠速输出转矩到达指定值，而只能控制发动机的转速。如果在纯粹怠速下起步，即不需控制发动机的速度，则发动机的怠速完全由发动机控制器的怠速控制模块进行控制。理想的发动机怠速控制器可能能够在负荷变化的情况下维持发动机转速基本不变，或在 ±20r/min 误差内浮动。对于普通车辆，在怠速下的负荷变化都比较小，较大的变化只发生在空调开/关、暖气和其他加热电器的开/关。相对于汽车起步来讲，上述这些负荷的变化都不算大。当发动机负载大幅度变化时，有些系统可能会造成怠速波动。其波动的幅度完全取决于怠速控制器的反应速度和控制精度。对于怠速控制器反应较慢的系统，发动机的转速可能会由于起步时负载的急剧变化而发生较大变化。当负载较大时，发动机速度会下降而造成发动机输出转矩不够、转速太低而震动，甚至熄火。

为了避免这种情况，只有降低离合器接合的速度，减少发动机负荷的变化速度，但这就严重影响了起步的反应速度。另一种方法就是提高发动机的目标怠速，即实际上请求发动机增加转矩输出来提高发动机的转速。第 6 章中已详细讨论如何使用三种方法去控制发动机。即使使用 CAN 总线来请求转矩，有些发动机控制器在怠速情况下也不允许提供大转矩，因为有怠速转矩限制。对于有转矩限制的系统来说，无法完成快速的自动起步任务，更不能实施大坡度自动上坡起步。

发动机的输出转矩不能只考虑驾驶人的需求，还得兼顾离合器传递转矩的能力，即要和离合器的位置控制紧密结合起来。在离合器没有到达合适位置的时候，不宜提高发动机转速。过高的发动机转速只会增加滑摩，即增加滑摩损耗。

9.3　起步过程中离合器的稳定控制

在第 5 章已详细介绍了离合器的控制，在起步过程中，离合器的控制质量对起步的稳定性、舒适性至关重要。离合器控制得不好，可能会导致熄火、冲击、抖动、甚至不能起步。所以，这里有必要再重点讲一下在起步过程中离合器的控制问题。

对于自动起步，离合器的控制一般有三种方式：方法一是假设发动机恒定在某个速度，那么起步控制只需要控制离合器位置即可。离合器可以按预定的接合速度或预定的轨迹进行离合器位置闭环控制；方法二是按预定的车速进行闭环控制；方法三是按预定的车辆加速度进行闭环控制。当然，起步时发动机转速为恒定只是一个假设，实际上负载的变化使得发动机转速有所波动，冷机起动和热机起动时的发动机的怠速设置有很大不同。另外，踩加速踏板起步时，发动机的转速就可能不再是怠速。所以在离合器的控制上可以采用离合器滑差控制、离合器加速踏板控制、离合器输出转矩控制等方法。

每一种方法都有其优缺点，其中按车速来控制较为常用。起步的车速变化是起步舒适性、安全性的综合表现方式，它可以弥补发动机怠速变化、整

车重量变化、路面变化、离合器位置变化、摩擦力变化、发动机变化等的影响而使起步性能接近一致。踩加速踏板起步和不踩加速踏板自动起步可以通过改变理想车速轨迹的斜率来实现。这样，怠速控制就可以归结为理想车速轨迹的确定和通过离合器位置控制跟踪理想车速两大问题。理想车速轨迹的确定要考虑到滑摩的影响、冲击的影响、驾驶人的感受等。速度变化越快，滑摩时间越短，损耗越小，但冲击可能较大，驾驶人感觉也不舒服。相应，慢速变化，滑摩时间长，损耗大，但冲击可能较小，驾驶人也可能因为反应太慢而感觉不适。这没有一个标准的最佳点，找到一个大多数人能接受的方式就是成功的起步车速轨迹。

如果有很好的起步车速目标轨迹，但控制器不能很好地跟踪该车速目标轨迹，则也会前功尽弃。尤其是车辆从静止到最开始移动的阶段，离合器的控制十分重要。离合器接合太快会引起冲击，不但影响舒适性，还会导致器件过度磨损或破坏，甚至导致危险。但如果离合器的接合速度太慢，几秒钟车辆才开始移动，驾驶人显然会不耐烦。

通过理想的车速轨迹和实际车速的比较，可找到速度的差别。通过这个速度的差别可确定下一步离合器应该接合的位置。如前所说，如果离合器接合“过头”了，就会造成起步冲击和撞击声，甚至熄火。这个“过头”，有时在信号曲线上看不出来，因为这些信号是经过滤波的。总之，离合器位置的变化率是有限制的，不能太快，也不能太慢，首先要满足的条件是离合器尽快到达滑摩点以减少等待时间。

另外，控制不好，还会引起起步车辆抖动。下面图 9-4 是离合器接合深度抖动造成离合器传递的转矩急剧变化而抖动的实例。离合器控制系统的不稳定造成离合器位置振荡，从而导致起步振荡。

另外，发动机输出转矩不足也会造成起步振荡。发动机在怠速情况下输出转矩的大小取决于发动机控制器的控制特性。怠速控制性能包括怠速变化范围的大小、怠速的抗扰动能力（如突加负载时怠速的变化情况）及最大怠速出力等。怠速运行时发动机输出转矩的极限确定了车辆能平顺自动起步的路面坡度，超过这个转矩怠速就不能维持了，车辆就会抖动、振荡。对于有 CAN 总线的系统，可能会有 TCU 转矩控制或转速控制，这对自动起步的

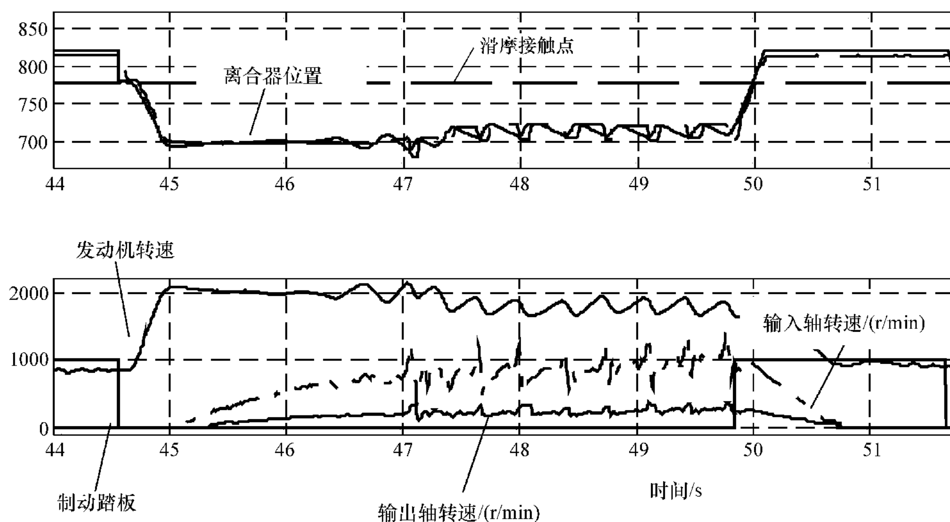


图 9-4 起步振荡

控制就比较灵活。

所以，起步时离合器的控制十分重要。至于如何控制离合器执行机构跟踪好目标，已在前面第 5 章讨论过，这里不再赘述了。

9.4 不踩加速踏板松制动踏板自动起步

如前所述，自动起步是在怠速下接合离合器使车辆移动起步，PPS = 0，其基本要求是起步及时、平顺、发动机不抖。此时，发动机怠速的高低和离合器的位置决定了起步的速度。离合器接合太快，怠速控制器不能及时补充发动机转矩，就会出现车身发抖、冲击甚至熄火，路面环境的安全性也不允许快速起步；如果离合器接合得太慢，常常不能满足驾驶人的要求。因此，通常以安全和发动机不振动为出发点，来限制起步最高速度。

图 9-5 所示为使用开关式制动信号，在制动信号变零时（意味着松开制动踏板）开始控制起步。从图 9-5 可以看出，起步时发动机怠速控制器没有及时补偿而使得发动机转速从 846r/min 下降到 767r/min，落差 79r/min，占 10%，这是比较大的降落。落差再大，就会引起发动机抖动甚至熄火了。从

图 9-5 可看出，汽车在 93s 处松开制动踏板，1.4s 之后开始移动，这显然太慢了。

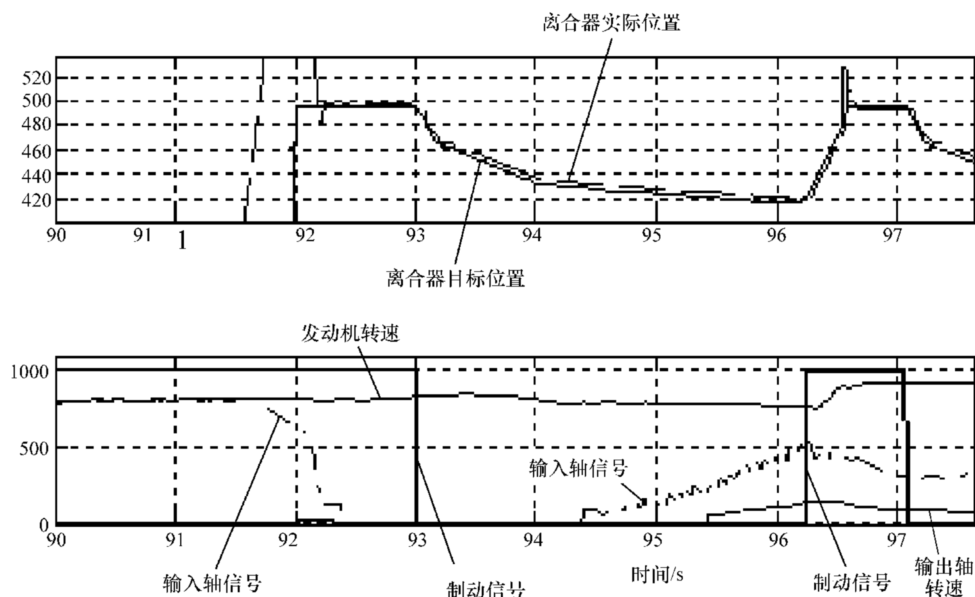


图 9-5　自动起步（开关式制动信号）

图 9-6 记录的起步时间不到 1s。

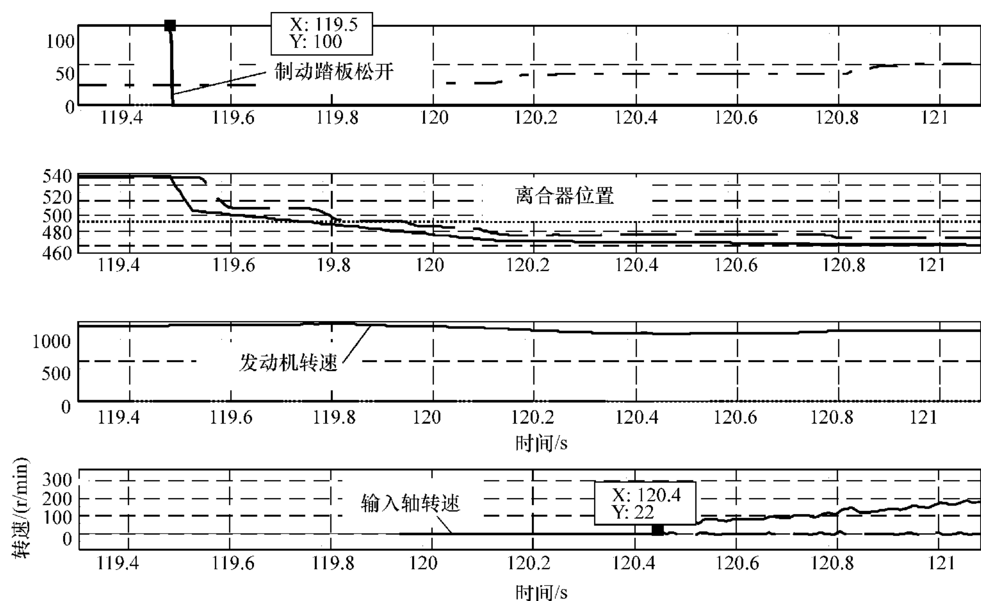


图 9-6　快速自动起步

图 9-7 是起步蠕动过程中踩/松制动踏板的一组数据，离合器的平滑控制决定了蠕动的平滑程度。在松、踩制动踏板的处理上，离合器变化越慢，驾驶人感觉就越舒服。但是如果反应太慢，那就不一定能满足紧急制动情况下发动机不熄火的基本要求。当然如果有制动力信号，那么就可以根据制动力的大小决定分离离合器的速度，制动熄火的问题也就能得到妥善解决。如果没有制动力信号，则只能兼顾舒适和防熄火二者的需求。

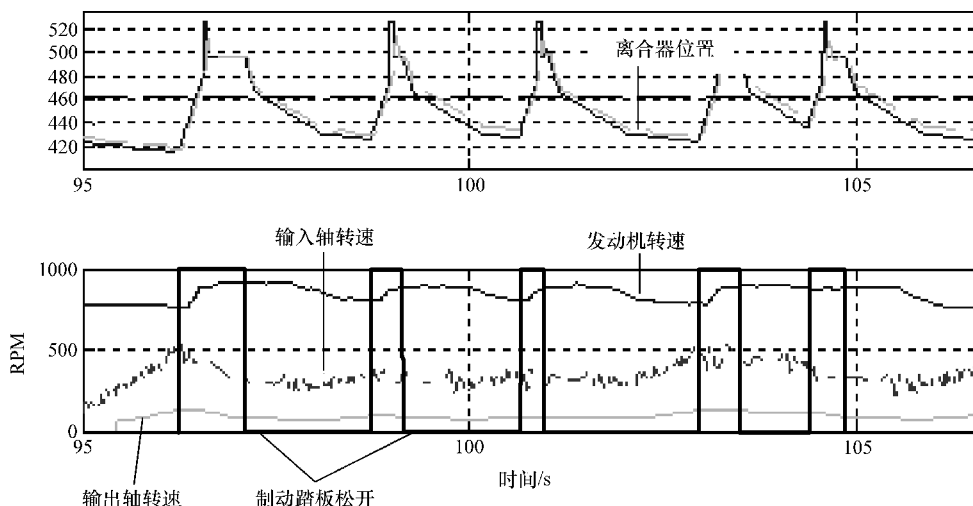


图 9-7 起步蠕动过程中的数据

开关式制动踏板信号有很大的局限性，这个信号体现不出驾驶人的制动力度，也就体现不出驾驶人制动的紧急程度。而模拟量的制动位置信号就可以及时反映驾驶人制动的紧急程度。TCU 根据驾驶人制动的紧急程度就能更好地控制离合器的分离和接合速度。这一方面可以帮助防止紧急制动时熄火，另一方面可以调整自动起步的反应速度。如果和坡度信号接合，还能有效进行上坡起步辅助，防止溜坡。尤其是不要求驾驶人在陡坡上快速全松制动踏板，驾驶人可以慢慢松制动踏板，离合器可以慢慢接合而不倒溜。这符合大部分驾驶人的需求。对于快速全松制动踏板的情况，用模拟或开关式传感器不会有什么大的区别，只是模拟量传感器能知道这是否为快速松制动踏板，从而可以进行特殊处理。

在使用模拟量制动传感器时，可以通过标定将模拟信号转换为传统的数

字开关信号。0 点和 1 点的阈值不一定相同，可有缓冲区。通过坡度和制动踏板位置确定离合器位置目标，一旦要接合离合器，就要接合到能使车辆起步行驶的位置，使离合器能传递足够大的转矩。如果此时驾驶人不想行驶就要用较大的力踩制动踏板，离合器分离。这样就不会长期保持车辆不动而磨损离合器摩擦片。当然这些都可以通过标定实现。

9.5　松制动踏板踩加速踏板起步

图 9-8 是起步后踩、松加速踏板的数据曲线图。轻踩 10%、20% 都会导致发动机速度急剧上升。为防止离合器过快接合而引起的汽车的冲击（引起恐惧），离合器不能那么急剧地跟随加速踏板，其结果是发动机轰鸣和滑摩增加，驾驶感觉不好。解决的办法是在大滑摩情况下，略微加快离合器的接合速度，在有动力响应的感觉下，减少发动机轰鸣和离合器磨损。但是如能根据离合器的位置控制发动机的转矩和转速，就可以解决发动机轰鸣问题。驾驶人可以急踩加速踏板，但是控制器兼顾到离合器所能传递的最大转

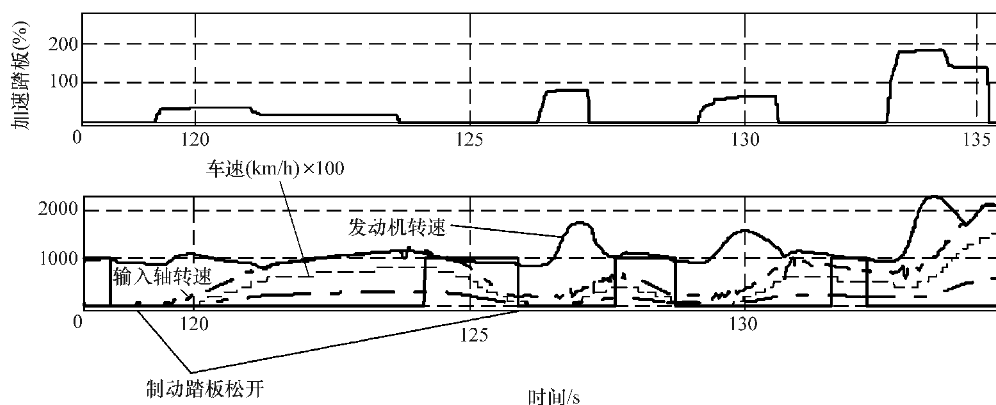


图 9-8　小节气门起步

矩和轮胎能传递的最大转矩而限制实际的转矩输出而不完全跟随加速踏板。这种方法的缺点是驾驶人得不到所需要的反应速度，所以有必要两方面兼顾。

在轻踩加速踏板的情形下，离合器的接合速度控制应调整策略，即比自动起步时有所加快以体现驾驶人的需求。如图 9-8 所示，在 $t=223.2\text{s}$ 松开制动踏板，经过 1.3s 后，离合器才完全接合到传递发动机所有转矩的位置。在这之前，发动机转速飙升，滑摩增加，但优点是有足够的动力，起步平顺。

图 9-9 为踩加速踏板 80% 时起步的数据曲线，驾驶人从松制动踏板到踩节气门约有 0.7s 的延时，从踩加速踏板到车辆开始移动约有 0.5s 的延时，从开始移动到离合器完全接合约 0.6s，从松开制动踏板到离合器全接合的整个起步过程不到 2s。

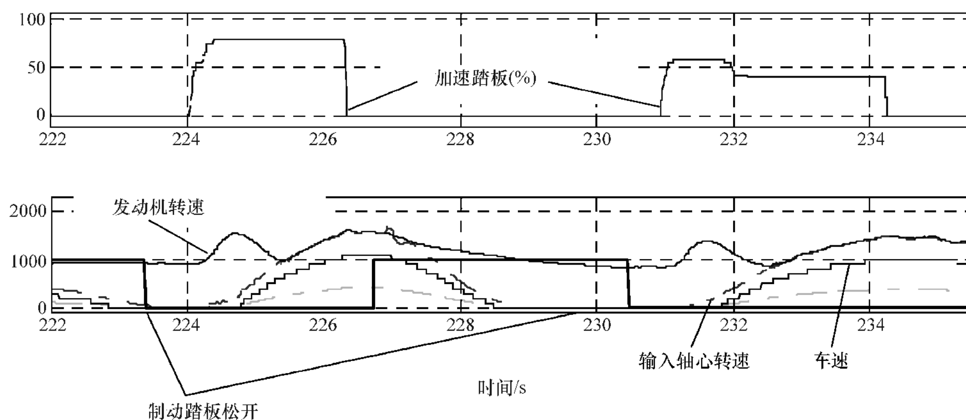


图 9-9　大节气门起步

图 9-10 为节气门开度为 20% 左右的起步情形。从图 9-10 可以看出，起步时离合器滑差峰值达 2000r/min，太高。紧接着当车速稍微上升时（离合器完成传递所有转矩 0.7～0.9s 后），又进入 1 档升 2 档的升档过程，从而带来连接不断的动力中断和冲击而造成不舒适。在这种情况下，宜稍退后升档（调整换档线）。另外发动机转矩应该受到限制，即不应超过离合器在现有接合位置下能传递的最大转矩，这样发动机转速就不会飙升，不会增加滑摩，不会造成不适。

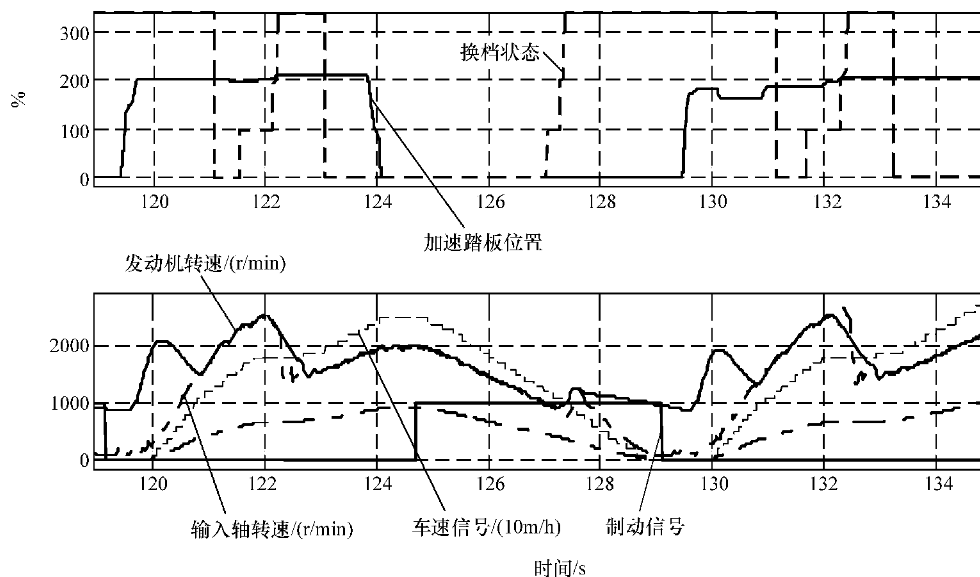


图 9-10　20% 节气门开度起步

9.6　问题思考

① 对于同一种材料，它的静态摩擦系数取决于什么，它的动态摩擦系数又取决于什么？

② 离合器摩擦片磨损速度和离合器滑摩状态下转矩变化率的关系是什么？

③ 如何对离合器摩擦片磨损量进行有效的自动探测？

④ 变速器涉水后，对起步有什么影响？

⑤ 如果制动踏板开关发生故障，会对自动起步有什么影响？

⑥ 在平路上急拐弯起步，对车辆各系统有什么影响？

第10章 坡道辅助起步控制

开车过程中，坡道起步不可避免，如立体交叉桥、停车楼、地下车库等都有坡道。第 9 章讨论了平路上的起步和蠕动控制，本章将专门讨论 AMT 在坡道上如何起步。

10.1 坡道起步分类

坡道有陡坡和缓坡，通常乘用车要求坡道能在小于 35% 的坡道上正常起步，公交车要求能在大于 25% 的道路上运行。坡道起步可分为 4 种情况：

① 车头朝下前进起步。

② 车头朝下倒退起步。

③ 车头朝上前进起步。

④ 车头朝上倒退起步。

其中第②种和第③种情况比较常见，也是比较难处理的情况。

AT 有比较好的坡道起步功能，对于小的坡度，AT 无须协助可以轻松地自动起步或维持不动。然而 AMT 的动力中断使得在坡道上自动起步颇为困难。难处理的原因是车辆在重力作用下，运行的方向很容易和驾驶人理想的方向相反而造成危险。当然当坡度比较大时，装备昂贵的 AT 车辆照样会倒溜。

10.2 起步反向滑行

在坡道上起步，车辆朝相反方向溜是常有的事。驾驶人最不愿意经历的是想上坡前进变成倒溜下行，倒车上坡变成前溜下行。这两种情况的共同点

是朝反方向运行——起步逆行。对于下坡前进起步和倒车下坡起步虽不会逆向行驶，但其速度可能超出驾驶人的预期，也有风险。

AMT 要消除起步逆行，有几种办法：

① 完全按照手动变速器车辆在坡道上用驻车制动器辅助起步的模式手动起步。

② 让离合器自动地在制动踏板松开前就开始滑摩从而传递足够的动力到车轮上，那么在起步时就不会逆向滑行。当然用摩擦片传递转矩的代价是比较高的，摩擦片磨损会很严重。

③ AMT 通过三个辅助传感器来实现辅助起步：坡度传感器、制动力传感器和车辆行驶方向传感器。

④ 先踩下制动踏板抱住车轮不动，同时踩加速踏板直到有足够的动力传递到车轮之后再慢慢松开制动踏板，这就像手动档车驾驶人用驻车制动器来辅助起步一样。但是如果借用防抱死制动系统（ABS）、车身电子稳定控制系统（VSC）或电子控制自动驻车系统（EPB）来实现，那么就不需要驾驶人介入，而是由 TCU 自动协调完成。下面分别介绍这些方法。

10.3　驻车制动辅助起步

上面说的起步方法都是由 AMT 自动完成起步。正如前面所谈到的，当坡度比较大时，还是有可能倒溜的，如果不借助制动系统，那么离合器摩擦片的磨损会很严重。

在驾驶手动档车时，一遇坡道起步，驾驶人通常是拉驻车制动手柄、松制动踏板、踩加速踏板，然后慢慢松驻车制动手柄起步。在 AMT 系统中，通常在有驻车制动时不允许自动起步，以避免带驻车制动行驶（不仅会增加油耗，加速制动片的磨损，还会导致制动系统过热而失效）。但是如果不用驻车制动，则在上坡起步前进和下坡起步倒退时都可能出现逆向溜坡，这是非常危险的。

解决的办法是允许带驻车制动自动起步，其原理如图 10-1 所示。在时间 t_1，驾驶人准备在斜坡上起步，离合器开始接合但尚未到达滑摩点（不能

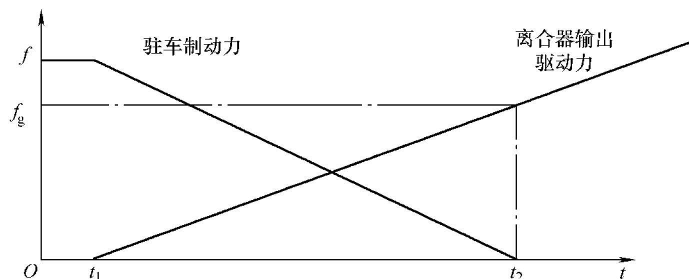


图 10-1　驻车制动配合起步示意图

传递转矩到车轮以抵抗重力)，此时由驻车制动提供摩擦力抵抗下滑力。除非坡度大到超过了车辆允许的极限，否则驻车制动能提供的摩擦力会大于重力下滑力而保持车辆不倒溜。当离合器继续接合并产生驱动力时，汽车可能仍然处于静止状态。驻车制动既能防止车辆倒行，也可阻止车辆前行，所以只有当驱动力大于下滑力和驻车制动的摩擦力时，车辆才会移动。在车辆达到最低无滑摩速度前，离合器将一直处于滑摩状态。滑摩功的大小与滑差大小以及滑摩转矩的大小成正比。为了消除滑摩功，理想的最佳起步方式是离合器的滑摩力，即离合器输出的驱动力立即到达下滑力并在此时驻车制动立即释放，但这是无法实现的。可行的最佳起步方式是离合器滑摩力加上驻车制动的摩擦力等于下滑力 f_g，并且离合器输出驱动力尽快到达下滑力 t_2 点并继续上升，在这一点后车辆开始起步。离合器输出驱动力到达这一点的时间越短，起步前的滑摩功损耗越小。如驻车制动早于这一点到放松，车辆就有可能在重力作用下倒溜。如果离合器输出驱动力与下滑力平衡时驻车制动仍在作用（车仍不能动)，就增加了滑摩功。当车辆已经开始朝理想方向移动，尤其是当发动机和输入轴同步后，驻车制动尚在作用，系统就要警告驾驶人，车辆限速运行。离合器输出驱动力不但受离合器位置的影响，还受发动机转速的影响。在同样的离合器位置下，当发动机转速升高后，离合器的输出转矩也会增加。

如上所述，要理想地控制发动机输出转矩大小和正确释放驻车制动来进行坡道起步，会对驾驶人提出较高的要求，因为对于不同的坡度和车重，最佳的发动机输出转矩和驻车制动的位置都有所不同。这虽比手动档起步容易

很多，但对不少人来说还是比较复杂。尤其是释放驻车制动的时机和速度，除了考虑滑摩功外，释放得太晚或释放速度太快还会导致车辆往前急冲而引起危险。

无论在坡道还是平路，有些驾驶人在停车时习惯拉起驻车制动手柄松开制动踏板，这对于 AMT 系统来说是十分不利的。因为一旦不在空档和松开制动踏板，TCU 就会认为驾驶人想自动起步而接合离合器，但是由于驻车制动的作用，车子又不能运动，离合器也就继续处于半离合的滑摩状态，显然这对离合器摩擦片和油耗都是十分不利的。

解决办法之一是 TCU 获取驻车制动信号。当驻车制动手柄拉起、制动踏板松开但加速踏板没有踩下，TCU 会认为不是要求起步，因此不接合离合器。只有当制动踏板松开、加速踏板踩下时，TCU 才认为驾驶人要求起步，这时 TCU 的警告系统应提示驾驶人驻车制动手柄已拉起，但允许接合离合器给力起步（有些驾驶人习惯同时踩制动踏板和加速踏板上坡起步，现在大部分系统从安全考虑采用制动优先而不允许此操作）。

10.4　离合器滑摩进行坡道辅助起步

理论上 AMT 可以完全做到在坡道上自动起步。以头朝上前进起步为例，只要离合器在滑摩状态下能传递足够的转矩到车轮上（用于抵消车辆下滑力）就可以维持车子不逆向滑行。如果传递的力矩大于下滑力矩，则汽车就可以起动行驶。这个过程完全可以通过离合器摩擦片的位置来控制。但是在离合器从完全分离位置到达滑摩点开始传递转矩的那个点需要时间，在这个时间里车辆会在重力作用下下滑（通常起步时制动踏板松开）。离合器到达目的地的时间越长，下滑越厉害，这种下滑是车辆所不能容忍和接受的。为了缩短动力中断时间，必须加快离合器接合的速度，高速接合可能会造成冲击。尤其在平路上，这种冲击又难以被人接受。另外，驾驶人还有可能需要松开制动踏板慢慢爬长坡，在这种情况下离合器摩擦片会很快发热甚至烧毁，即使不烧毁，也会加快它的磨损速度。所以，若不采用特殊处理是不能单靠离合器摩擦片来保持车辆不倒溜的，因为这是以离合器滑摩为代价来保

持车辆不下滑。更好的解决方案是加 EPB，这在后面会讲到。

另外，上坡起步时，如果驾驶人慢慢松开制动踏板，制动力已经不能保持车身不动而开始下滑，但制动开关仍没有到达切换信号的位置，TCU 不知道驾驶人在松开制动踏板，所以不采取行动，那么车辆会一直下滑直到驾驶人再踩住制动踏板。要避免这种情况，常常要求驾驶人尽快松开制动踏板以保证制动开关信号动作，这会给驾驶人造成心理压力，以致在上坡起步时不敢快速松开制动踏板而导致倒溜，越倒溜越不敢松制动踏板。

（1）平路起步测试

图 10-2 最底下一组曲线中的虚线是变速器输入轴转速曲线。从输入轴转速曲线可看出，在松开制动踏板后，离合器位置开始自动下降，即逐渐接合。1s 后，输入轴转速信号开始上升，汽车开始自动移动。在松开制动踏板后 3.5s 时，输出轴转速达到转速 1000r/min。平路起步是最容易的一种情况。

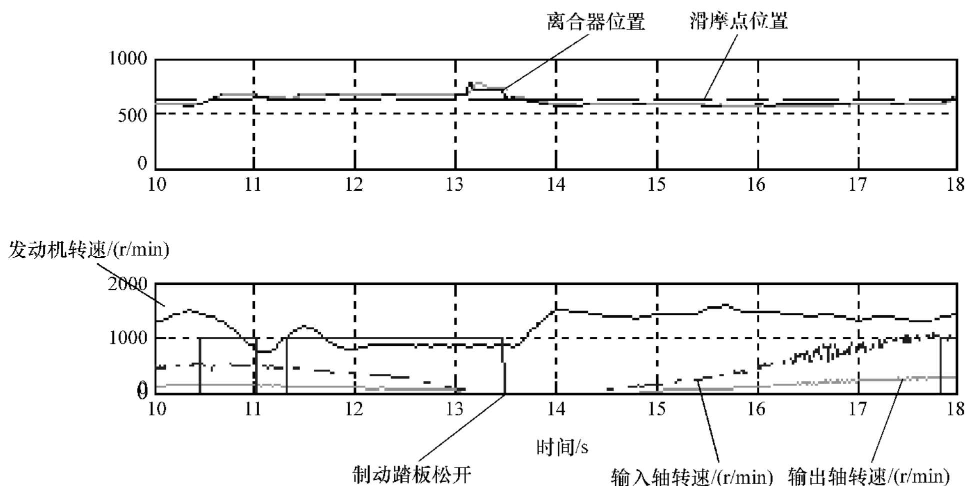


图 10-2　平路起步信号曲线

（2）车头朝上上坡起步测试

图 10-3 是在某地下车库出来的上坡道上进行的自动起步前进测试的数据。第一个起步坡道比较小，第二个起步坡道比较大。

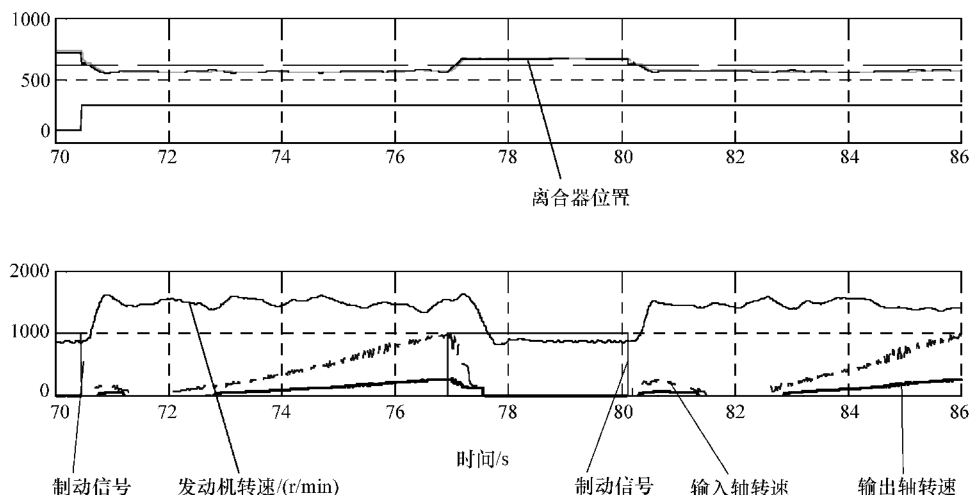


图 10-3　车头朝上上坡起步测试

两次起步测试中，在制动踏板松开后都不踩加速踏板，但是输入轴转速曲线在制动踏板松开后都出现了一个“包”。从数据上可以看出，这些“包”都是因为汽车倒溜造成的。由于 TCU 不能区分汽车是倒退还是前进，这个倒退速度会被认为是前进速度。在制动踏板松开后，离合器会逐渐接合，但是离合器传递的转矩还不能抵抗下滑力，车辆倒溜产生了紧接着制动踏板松开后的第一个“包”。但随着离合器传递的转矩增加，下滑速度降低，接着保持不动。最后随着离合器的不断接合，离合器传递的转矩不断增加，直到汽车开始正向移动。这就是输入轴转速小“包”过后的直线上升部分。

离合器的快速切入会导致冲击，慢切入会导致汽车倒退。在这次测试中没有发现冲击，这意味着离合器接合可以再加快些。

图 10-4 是车头朝上踩加速踏板起步前进信号曲线。由于及时踩下加速踏板，测试中没有发现明显倒溜，而且起步速度明显加快。

（3）车头朝下下坡起步前进测试

图 10-5 是在某车库的坡道上进行车头朝下的下坡起步前进测试。松开制动踏板后 2s 内输入轴转速达到 1000r/min。图 10-6 是在同一个坡道上进行车头朝下的下坡起步前进测试，起步速度加快。

从以上的测试数据可以看出，通过离合器的滑摩，完全可以做到坡道自

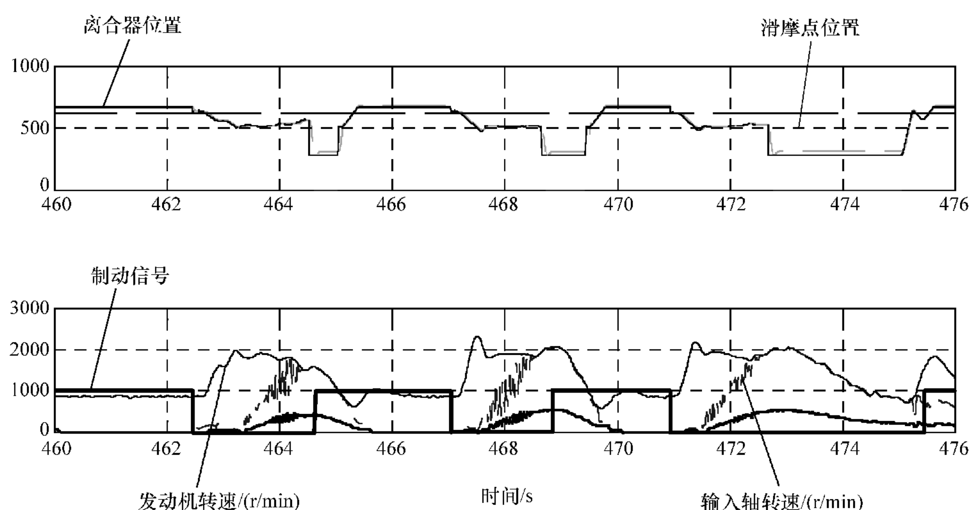


图 10-4　车头朝上踩加速踏板起步前进信号曲线

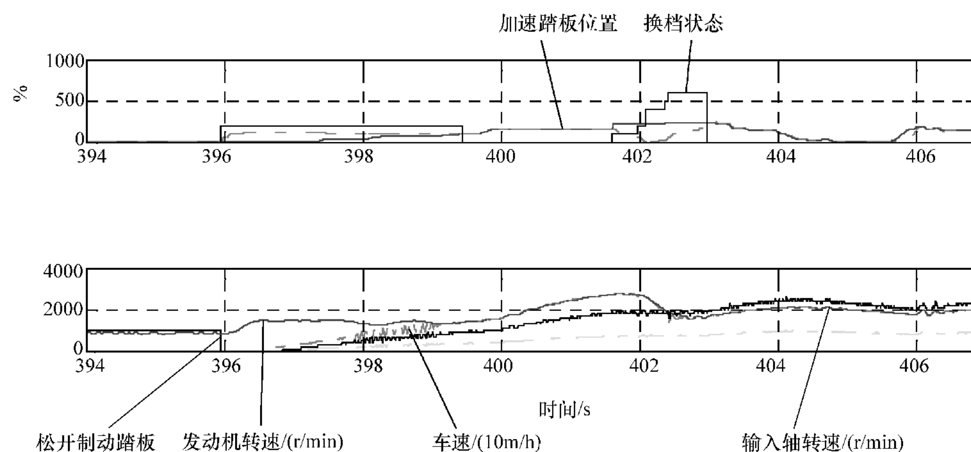


图 10-5　车头朝下自动起步前进信号曲线

动起步，也可以踩加速踏板加速起步，但会出现倒溜。倒溜的时间和距离都可以从数据中得到。但是，通过改善标定，上升起步质量完全可以进一步提高。但是，要想得到更优异的起步效果，可参考下面方法。

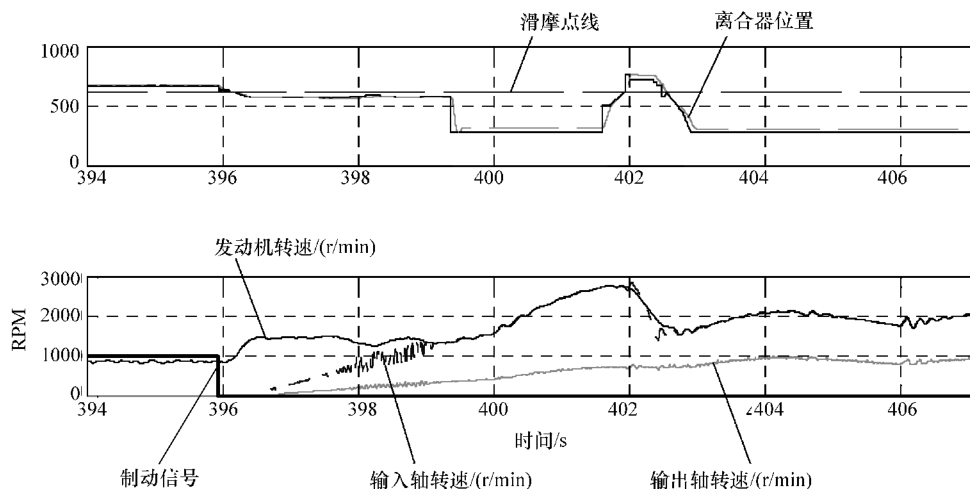


图 10-6　车头朝下踩节气门起步信号曲线

10.5　坡度传感器辅助起步

坡度的大小对倒溜的程度有很大影响，不同的坡度最好有不同的应对措施或不同强度的应对措施。因此，AMT 希望能够实时了解现行路面的坡度大小。对于装备 VSC 的车辆，如果 VSC 能够通过 CAN 总线向 TCU 提供实时坡度信号，就使问题大大简化了。如果没有外系统的坡度信号输入，如何在运动中探测车辆行驶路面的坡度呢？一个方法是 TCU 使用坡度传感器进行直接探测；另一个方法是根据牛顿定律和空气动力学，通过实时发动机输出转矩和车辆加速度等变量来进行计算和推测坡度的大小。

正如前面所说，可以通过实时发动机输出转矩和车辆加速度来计算坡度大小，但是在车辆静止时，坡度信号就不能由这个方法计算直接取得，因为汽车在起步前是处于静止状态，用于坡度探测的实时信号如车速为零，体现不出坡度大小的影响，软件也就无法在静止状态探测到坡度。当然，如果车辆在熄火后没有被移动，那么起步时的坡度应该和熄火时的一致，这样可以使用在熄火前存储的坡度信号。但是，如果车辆在熄火后被移动，就不能使用存储的信息，不过这个可能性比较小。设计 AMT 控制系统时，小概率事

件也要考虑，但如果牵涉安全问题，必须妥当处理。这里所说的安全问题有：熄火前在上坡路面停车或熄火后拖车停在下坡道上等。因为用存储的坡度数据来控制自动起步，那么就会导致起步时离合器接合得比较深，以克服上坡引起的倒溜下滑力，结果实际是下坡，结果车辆会急速前冲，从而可能造成危险。

起步时，一旦 TCU 知道车辆所在路面的坡度大小，TCU 就能确定离合器接合的深度以保证离合器能传递足够的驱动力使车辆不倒溜。当然要保证离合器能输出足够的驱动力，还要保证发动机能提供足够的转矩，也就是说 TCU 必须自动增加节气门开度来满足起步时对动力的需求。上坡坡度越大，离合器接合的深度就越深，发动机输出的转矩要越大，否则车辆不但不起动，反而会熄火。如果下坡坡度大，发动机要拖住车辆，所以离合器也要快速接合，但同时发动机不能给油。这样，就无须驾驶人来确定制动踏板的位置，TCU 可以自动完成。

图 10-7 中，制动信号显示制动踏板没有松开，但是输入轴已有三次旋转，这表明车辆在斜坡上滑动倒溜。虽然当时有制动信号表示已刹车，但驾驶人实际上已经松了一点制动（使得制动力不大），抵抗不了重力的作用而下滑。当制动力大一些的时候，汽车就停住了。开关式制动信号不能区分制

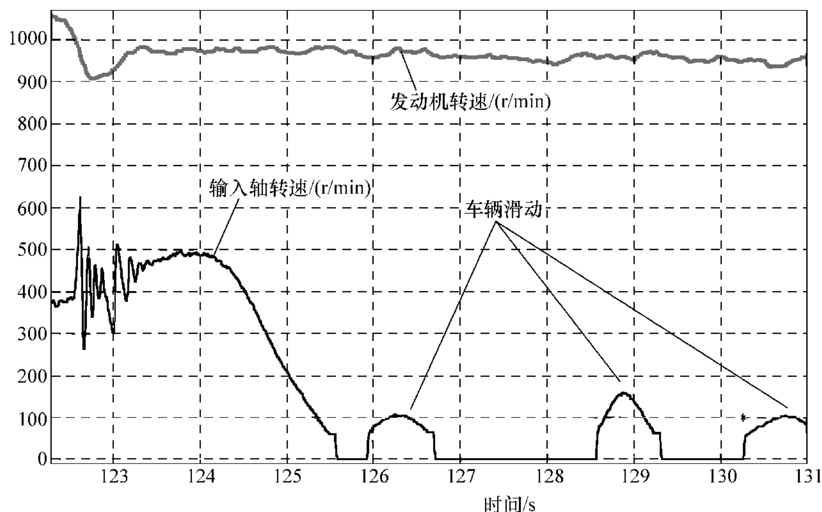


图 10-7　起步倒溜信号

动力的大小，又不知道坡度的大小，也不知道是在前进还是在倒溜，所以不能使 TCU 发挥作用。

使用坡度传感器探测坡度的方法会使这个问题变简单，但坡度传感器比较贵。再有，起步时驾驶人必须尽快松开制动踏板，这会给驾驶人造成心理压力。如没有驻车制动的配合，也没有采用模拟制动信号提前接合离合器，那么在驾驶人松开制动踏板和离合器能提供足够的驱动力之前，汽车还是会倒溜的。因此，装坡度传感器只能改善这种情况，但不能彻底解决倒溜问题。

10.6　模拟量制动信号辅助起步

在大部分低价车辆上配置的制动踏板信号来自于一个开关。当驾驶人轻踩踏板，这个开关即切换输出电压状态，表示已处于制动状态；当继续踩下制动踏板时，制动信号保持不变。当慢慢松开制动踏板但还没有彻底松开时，制动信号可能继续保持不变，表示仍处于制动状态，但实际上，制动力已经减小。此时如果汽车在斜坡上并且没有拉驻车制动器手柄，那么就可能产生倒溜，因为制动踏板给予的制动力小到不足以保持住车辆。所以，对于配备开关型制动踏板传感器的车辆必须快速松开制动踏板，否则有可能不起步反而倒溜。即使快速松开制动踏板，接合离合器也需要时间，在离合器接合到能传递足够动力的地方需要不少时间（图 9-2 中的 t_1）。在这段时间里，如没有其他措施，汽车在坡道上将不能保持静止而发生倒溜。

对安装有模拟信号传感器的制动踏板系统，传感器输出信号大小和制动踏板被踩下的深度成一定比例，TCU 可以根据制动信号及时控制接合离合器。这个传感器实际上可以是制动踏板位置传感器，因为驾驶人用的力越大，制动踏板就被踩得越深，反之则越浅。随着制动踏板的松开，制动力在逐渐减少，但因为制动踏板还没有被完全松开，所以还有一定的保持力，再加上逐渐建立的离合器滑摩力，只要控制得当，可以保持住车辆。驾驶人无须快速松开制动踏板即可使制动力逐渐减少，离合器慢慢接合，滑摩力逐渐增加，直到制动力为零，滑摩力单独保持住车辆，进而滑摩力超过下滑力而

起步。根据制动踏板信号自动确定离合器接合的时间和速度，这样就解决了驾驶人必须熟练操纵驻车制动的难题。

当然，由 TCU 来自动确定离合器接合时间和速度还不能彻底解决倒溜问题，因为坡度的大小决定了重力下滑力的大小，没有这个信息，就难以确定所需要的离合器输出转矩。在驾驶人松开制动踏板后，离合器输出的力可能还不够抵御下滑力，所以还是有下滑的可能性。如果驾驶人反应快的话可能会加油起步，由于离合器处于滑摩状态，驾驶人的突然加速可能会导致发动机轰鸣进而会由于离合器的快速接合而使车辆朝前急冲。这也是应该避免的危险情况。

另外，如果驾驶人不将制动踏板踩到底，也一直不全部放松制动踏板，那么车辆有可能带制动自动起步行驶，也有可能离合器输出的转矩克服不了重力下滑力和制动力之和，而使汽车仍然处于静止（这会增加油耗和增加离合器的磨损）。解决这个问题的方法之一是计时和进行离合器温度保护，超过一定时间或超过一定温度就通过仪表板来警告驾驶人。对于离合器温度保护会在后面章节里介绍。当车速超过某一速度仍有制动时，也要通过仪表盘来提醒驾驶人松开制动踏板或驻车制动手柄。究竟是主动松离合器（冒交通事故的风险），还是继续磨离合器（冒离合器损坏的风险），还是限速运行？这可由厂家决定。当然安全是第一位的。这些问题不只是存在于配置模拟制动信号的系统，而是存在于其他系统，当然也存在于非 AMT 系统。

只使用模拟制动踏板传感器来辅助起步的优点是成本低，而且驾驶人可以慢慢松开制动踏板，这符合驾驶人的心理习惯。只要离合器传递的力与制动力之和超过下滑力就可以保持住车而不倒溜。当离合器逐渐接合，传递的力增加而大过下滑力时，车子就不会倒溜而自动起步。但是，因为不知坡度的大小，而且驾驶人的脚还在制动踏板上，节气门放空，所以只有通过制动力大小的反馈自动调整发动机输出转矩和离合器接合深度来调节驱动力，因此在大坡度的情况下可能会出现离合器传递转矩不够而倒溜。当发动机输出转矩太大时，只有靠驾驶人自己踩制动踏板来控制起步速度，因此离合器的磨损会加剧。一旦出现倒溜，驾驶人可能会紧张而将制动踏板踩到底，这样 TCU 会误认为取消起步而停止加力，从而导致起步失败。

在大的坡道或遇障碍物的起步中，开始很容易引起发动机熄火；坡道或障碍物突然消失后，又有可能导致车辆快速前冲。驾驶人虽然可以借助制动系统协助防止车辆“脱缰过冲”，但是驾驶人的反应速度有一定的限制，有时难以胜任这项工作，甚至会有压力或惊恐。所以要限制自动起步时发动机自动增矩的大小。AT 系统也是这样。在现有水平和低成本下，强求没有 EPB 的 AMT 系统能在很陡的坡道上成功自动起步是不太合理的要求。

10.7　车辆行驶方向探测辅助起步

无论是使用坡度传感器还是制动力模拟量传感器，车辆在坡道上起步都还有倒溜的风险。除了电动汽车以外，相当多的传统燃油车不会辨识车辆是在前进还是在倒退；倒车时仪表显示的速度也常常是一个正数。所以坡道起步实际只知道速度，但不知道车辆究竟是在前进还是在后退，起步控制也就成为一个开环盲目控制。防倒溜最需要的信息就是车辆行驶方向，使用车辆行驶方向探测传感器就可以解决这个问题。

市面上已有带方向信号的转速传感器，它可以指示行驶方向和转速。这个传感器可以安装在车轮上，也可以安装在变速器的输出轴上。但是一般变速器上已有一个转速传感器，所以可将带方向的转速传感器安装在输入轴上。起步时都必须挂好档，这样输入轴转速和输出轴转速有固定关系，方向也一致，所以装在输入轴上也可以。在低档情况下，输入轴的转速高于输出轴的转速，因此安装在输入轴上会有更好的测量精度。

当车辆行驶方向和驾驶人要求方向不一致时，TCU 就会通过该传感器马上知道车辆在反向滑行，因此可及时采取措施加大离合器的输出转矩阻止倒溜和进入正确行驶方向。这就可以进行两象限的车速闭环控制。虽然必须出现倒溜才能探测到倒溜，然后才能采取措施（也就是说倒溜还是会存在的），但是只要反应速度快，反向滑行的距离会很短而可以忽略不计。

这个方法的优点是成本低，TCU 还不需要增加 A/D 通道，缺点是起步时驾驶人必须快速松开制动踏板，这不符合驾驶人的习惯。另外，因为不知道坡度的大小，只能通过车辆方向传感器的反馈调整离合器的接合深度，所

以需要时间调整而可能会出现倒溜。这对离合器的快速接合以及发动机的快速转矩输出要求较高。

三个传感器单独工作时，都能在一定程度上改善坡道起步，减少倒溜，但都还是有可能出现倒溜的。如果将这三个传感器组合起来用，情况可能就不一样了。下面就来分析这三个传感器组合使用的情况。

10.8　坡度+制动力探测辅助起步

从上面的分析可以看出，加上单一的传感器可以解决一些问题，但还有一些不足之处。如果将坡度传感器和制动力度传感器接合起来就能达到更好的效果。这个方法的优点是能基本做到不倒溜，而且也可让驾驶人慢慢松制动，这符合驾驶人的心理习惯。坡度传感器可以使车轮驱动动力一步到位，加快起步速度，还可以用于动态上下坡测量防止循环换档。缺点是不能及时探测到是否倒溜，当计算条件不满足而导致倒溜时，由于无反馈反而会被认为是在前进。当然只要离合器能及时传递足够的力，靠制动来控制前进的速度，倒溜的可能性很小，只是离合器的磨损会较严重。相对于单传感器的系统，成本高是该方案的另外一个缺点。

10.9　制动力+行驶方向探测辅助起步

坡度传感器较贵，但如果不安装坡度传感器，不但不能进行动态坡度测量，也不能帮助在坡道起步时快速得到准确的驱动力，这时驱动力只能通过制动力传感器和车辆行驶方向传感器来估计。在同样的制动力条件下，倒溜的速度就说明了需要增加的车辆驱动力。倒溜越快，说明需要增加的驱动力越大。只有倒溜了才知道驱动力不够，所以这个方法的缺点是不能杜绝倒溜。但是只要慢慢松制动踏板，倒溜的速度和距离是可以控制的，根据这个制动力大小和倒溜情况也可以间接探测出坡度的大小。和上一个方法一样，只要根据制动踏板位置控制离合器及时传递足够的力，靠制动来控制前进的速度，可以使倒溜的可能性很小，只是离合器的磨损会较严重。

这个方法的优点是驾驶人可以慢慢松开制动踏板。一旦出现倒溜，除了上述的 TCU 加力外，驾驶人也会本能地放慢松开制动踏板，这就形成了驾驶人参与的反馈，从而保证不会有长距离倒溜的出现。缺点是可能会出现短距离的倒溜。

10.10　坡度 + 行驶方向探测辅助起步

这个方法的优点不突出。正如前面所提到的，这个方法要求快速松开制动踏板，同时还需要较贵的坡度传感器。因为没有制动力探测功能，就必须等到制动开关动作了才知道驾驶人要起步了，此后 TCU 才能采取措施。但在此之前，车辆倒溜可能已经发生了，TCU 还无法采取让离合器滑摩的措施。因此这种方法不可取。

10.11　坡度 + 制动力 + 车辆行驶方向探测辅助起步

如将坡度传感器、制动力传感器和行驶方向传感器都用上，当然效果就不一样了。它们使倒溜的可能性很小，即使有，也只是倒溜很短的距离。

在不同的坡度上，当驾驶人慢慢松开制动踏板时，TCU 从制动力传感器上探测到制动踏板慢慢松开，所以开始控制离合器接合。坡度越大，接合的速度越快，同时控制发动机给车辆提供足够的动力。当离合器上增加力的速度大于制动力减少的速度，就不会倒溜。一旦倒溜，方向传感器马上就会发现而加大离合器接合的深度，传递更大的转矩，驾驶人也会放慢松开制动踏板的速度，这就保证了不会有大距离倒溜的出现。

从坡度传感器可以预先得知坡度的大小，坡度越大，需要的驱动力越大。也就是说，加油越多，离合器接合的速度越快，发动机输出转矩越大，就越有把握防止倒溜。一旦出现倒溜，车辆行驶方向传感器就可以探测到，这说明传递的动力不够，节气门要加大，离合器要接合得更深些。离合器接合的深度决定了传递转矩的大小，发动机保证能够提供足够的动力和速度使离合器处于滑摩状态（一定的滑差）并不熄火，这样就形成了一个很好的

自动闭环控制。当制动踏板松开较多后，如果前进速度太快，驾驶人会踩制动踏板，车轮驱动力下降，这是第二道闭环控制，不过这是一个有驾驶人参与的闭环控制。

这个方法的优点是能做到不倒溜，而且制动力传感器可让驾驶人慢慢松开制动踏板，这符合驾驶人的心理习惯，这一点很重要。行驶方向传感器输出信号可以探测是否倒溜，一旦倒溜就进行反馈控制，从而保证倒溜很小。坡度传感器可以使车轮驱动力一步到位，加快起步速度，还可以用于动态上下坡测量防止循环换档。

这个方法的缺点是系统复杂，成本高，需要 3 个传感器，还需要 2 个 A/D 通道对 2 个模拟信号进行采样和量化。

当有 ABS 或 VSC 时，通过 CAN 总线可以得到制动压力信号，这就可以不使用制动力传感器。

10.12 ABS 或 VSC 坡道辅助起步

如前所述，通过驻车制动和离合器可以实现坡道辅助起步。但是驻车制动辅助起步的操作对相当一部分驾驶人来说是比较困难的，而通过离合器的摩擦来实现坡道辅助起步会增加离合器的磨损，所以最好的方法是不借助离合器摩擦片来起步，而是借用车轮制动摩擦片，通过 EPB 或 VSC 来实现坡道辅助起步。车轮制动摩擦片的更换比较容易，价格也比较低。

普通的 ABS 不接受外界的控制指令，也没有对车辆自动实施制动的能源。但对于特殊的 ABS，只要 ABS 能保持制动时的压力而延迟释放，那么这个保持的压力可以用来实施坡道辅助起步。ABS 对压力的控制有开关式和比例式，开关式效果较差，比例式可以控制压力的释放速度。对于能实施比例控制压力的 ABS，只要求它能接受外界的控制指令就行了。归纳起来，若要用 ABS 来实施坡道辅助起步，它必须：

① 能用 CAN、RS232 或 RS485 进行通信（其他通信模式需要 TCU 硬件配合）。

② 通信的波特率应该在 0.25MB/s 以上。

③ ABS 控制器能够向 TCU 每 5ms（温度信号可以更慢些如 20ms）一次连续提供所需要的信息，其中包括：

- 车速或左右轮速度信号（能探测到 1km/h 以下）。
- 制动踏板位置（最好有模拟量没有模拟量只好用数字量。ECU 能提供就不要）。
- 驻车制动开关（ECU 能提供就不需要 ABS 控制器提供）。
- 转向盘转弯角度。
- 主缸油压。
- 制动油温度。
- 坡度信号（没有的可以不要）。
- 故障码等。

④ ABS 能接受 TCU 的指令对制动压力延时释放，对压力的保持时间越长，对坡度辅助的帮助就越大，至少能保持 3s。

⑤ ABS 能接受 TCU 的指令对制动压力释放的速率要求进行准确跟踪，延时不超过 20ms，速率误差不超过 2%。释放过快和过慢都会影响不同坡道和平路起步的性能，也会对安全性有影响。

对于借用 ABS 辅助起步来说，VSC 的辅助起步则更为方便，因为 VSC 能在任何时候对任意车轮进行任意量的制动力控制，所以在需要制动驻车的时候，可以控制住所有车轮不能移动，可以较长时间保持住车轮。在需要行驶时，VSC 可以逐步释放车轮自由运转。

因为驻车时车轮不移动，所以不会造成制动片磨损。当然，如果要在起步中逐渐松开制动踏板，那么就会产生磨损。

10.13　EPB 坡道辅助起步

在 ABS 不能用于辅助起步、车辆没有配置 VSC 的时候，可以用 TCU 来自动控制驻车制动装置的张紧与释放，这就是电控驻车系统（EPB）。

AT 是带有驻车档（P）的，其他自动变速器也就必须配备自动驻车系统。驻车制动常采用两种模式：摩擦驻车和棘爪钩机械硬件驻车。大部分手

动档车的驻车制动是用拉索拉紧轮毂上的摩擦片抱住车轮来实现驻车。它用一个手柄或通过脚踩踏板来控制一根连到制动盘上的拉索进而控制驻车或行车。拉索绷紧时，制动片（或盘）抱住车轮而驻车。放松拉索时，弹簧将制动片（或盘）推开，车轮可以自由运转。当拉索不紧不松时，车轮可以转动但是比较困难。而很多 AT 里是用棘爪钩钩住一个齿轮来实现驻车。这种扣式的驻车制动也可以通过驾驶人用手拉起或放下一个手柄（带动拉索）来控制棘爪，也可以使用电动装置来控制棘爪。

棘爪工作的可靠性高，因而成为欧盟的法规指定方法。这种方法只有钩住和放开两种模式，没有中间状态。摩擦式驻车制动有摩擦力大小的控制，所以更适用于坡道辅助起步。使用电动机或气缸、液压缸都可以实现以上两种驻车方式。对于使用气动助力的驻车制动，当将气放掉后，车辆被制动片（或盘）抱住驻车；当将高压气体注入时，制动片（或盘）被顶开而释放车轮。当气压没有完全被释放时，车轮也是可以转动的，但比较困难。

将上述手动驻车控制改成电控方式，就称为 EPB。显然电控的棘爪式 EPB 也只有两种状态：松开和锁止，没有中间过程，因此难以用于坡道辅助起步。而拉索制动片（或盘）和气动制动片（或盘）除了全锁止和全自由以外，还有中间状态，这就有可能控制制动力的大小。坡道辅助起步的这非常有利于坡道自动平滑起步。当然，这种 EPB 就有一个驻车力不够的故障模式。在这种故障模式下，车辆不能可靠驻车，这在有些国家是不允许的。

还有一种集成到车轮制动系统上的 EPB，它没有拉索或气路，而是由电动机控制驻车力的大小。坡道辅助起步的控制的办法是借助坡道探测功能探测出坡度大小：当坡度传感器探测出汽车位于坡道上后，会根据坡度大小对驻车制动力进行自动控制。在坡道较大情况下起步时快速接合离合器，而在平路起步时以正常速度接合离合器，当离合器接合到一定程度时，可以逐渐减少 EPB 制动的压力，直到离合器上传递的力足以克服重力作用，即全部放松 EPB，让车辆用离合器传递过来的转矩驱动车辆行驶。

10.14　问题思考

① 在主动车轮刚好在路面减速带前自动起步会出现什么问题?
② 在打滑的雪地或冰上自动起步会出现什么问题?
③ 起步拐大弯时有什么问题?
④ 有哪些情况可能会导致 EPB 失效?
⑤ 轮胎落在小坑时起步有什么困难?
⑥ 为什么起步倒退的速度应该比起步前进的速度低?
⑦ 当车辆载重变化时对坡道起步有什么影响?
⑧ 改变车上坡度传感器的安装角度会对坡道起步有什么影响?

第11章 直流有刷电动机的控制

离合器的分离、拨叉的选择、挂档、发动机转矩的控制都可以通过对执行机构中的电动机进行控制来实现。这些电动机可以采用直流有刷电动机、直流无刷电动机、步进电动机等小型电动机。目前直流有刷电动机及其控制电路使用比较普遍，所以这里主要介绍直流有刷电动机。对于直流有刷电动机的正反转可通过 H 桥驱动器来实现，调速可通过改变 H 桥输出的 PWM 的占空比来实现。

AMT 系统中各电动机的功能不同，因此其控制也不尽相同。用来选择拨叉的电动机被称为选档控制电动机，简称选档电动机；用来控制脱档和挂档的电动机被称为挂档电动机；用来控制离合器分离和接合的电动机被称为离合电动机；通过拉索来控制节气门开度的电动机被称为节气门拉索电动机。选档电动机、换档电动机只是在换档时工作，其他时间不通电。由于换档时间很短，这两个电动机的工作时间也就很短，但需要它们能准确定位。离合器控制电动机则不仅仅是在换档时使用，在起步、蠕动、防熄火等情况下都要用到，所以离合器执行机构上的电动机的工作时间会比选/挂档电动机工作的时间长。如果采用拉索式节气门执行机构控制发动机，则拉索电动机基本上是和发动机同时工作的。无疑，节气门拉索电动机的工作时间比其他执行机构电动机的工作时间都长。无论电动机工作时间长短，电动机工作的可靠性和快速性都十分重要，因为它们直接和 AMT 的可靠性及动力中断时间紧密联系在一起。

11.1 直流有刷电动机的特性

要控制好电动机，就必须对电动机的特性有较深的了解。电动机特性的一些重点可归纳如下：

① 电动机驱动力为

$$F = i_a LB$$

式中，i_a为电枢电流；L 为转子绕组导体有效长度；B 为通过这些绕组的磁通量。

② 磁通量取决于永久磁铁的磁通强度和磁路中磁阻的大小。对于永久磁铁，时间长了会退磁，过冷或过热都可能会产生永久性的消磁作用。用铁氧体材料做的永久磁铁，过热时退磁（高温度拐点约 400℃）；用铝铁锄材料做的永久磁铁，过冷时消磁（温度拐点约 -140℃）。目前，大部分有刷电动机使用的是铁氧体磁铁，大部分无刷电动机使用铝铁锄磁铁。

③ 转矩：$T = Fd = i_a L b_{\delta x} \dfrac{D}{2}$。其中 D 是绕组直径。

④ 电动机输入功率：$P = UI$。

式中，U 为平均电压；I 为平均电流。

⑤ 电动机机械输出功率（kW）：$P = nT/9550$。式中，n 为电动机转速（r/min）；T 为电动机转矩（N·m）。

⑥ 电动机效率 = 机械输出功率/电输入功率 = $(nT)/9.55/(UI)$。

⑦ 效率低表示电动机一定会严重发热：发热功率 = 电输入功率 - 机械输出功率。

⑧ 反电势：$e = kn$。其中 n 为电动机转速。

⑨ 堵转时电流很大：$I = (U - e)/r$。因为堵转时反电势 $e = 0$，此时无机械功率输出，全部电能用于发热，效率为 0。如加粗漆包线，则电阻变小（电阻和导体的长度成正比，和导体截面积的平方成反比），堵转电流变大，堵转转矩也变大。电动机的堵转转矩是在该电压下电动机能输出的最大转矩。

⑩ 电刷接触电阻是变化的。

⑪ PWM 频率对运行有一定的影响。电流中的直流成分做功，交流成分发热，交、直流比例的大小取决于 PWM 频率、占空比、电动机本身的内阻和电感量的大小等。对于某一固定电动机，当 PWM 频率较低时，电流脉动比较大，电刷火花会比较严重，温度会高些，电刷磨损会快些，换向器上的

炭粉积累会多些，因此电刷和换向器之间开路的概率也变大，会使电子开关发热更严重。针对这些情况，可通过观察和比较电流波形以及温度变化来确定合适的 PWM 频率。

⑫ 电动机内部带有 EMC 抑制电路。该电路对电动机的端电压、电流波形关系有较大影响。

图 11-1 是国内某公司生产的电动机的特性曲线图。如图所示，电动机的输出转矩和电枢电流成正比，电流为 3 ~ 37A，输出转矩从 0 变为 0.9N · m。在 3062r/min 时效率最高，达到 56%，此时电动机的输入功率仅有 23W。最大输入功率 97W 出现在 2050r/min 和 0.45N · m 处。从减少电动机发热和省油的角度讲，这款电动机最好工作在最高效率区，即转矩为 0.1 ~ 0.3N · m、电流为 6 ~ 14A、转速为 2550 ~ 3570r/min 时，电动机输入功率为 13 ~ 39W，即在最大输入功率的 1/3 处。如按功率最佳为目标来设计电动机，则电动机必须做大。大电动机的优点是功率裕量大，发热小。缺点是体积和重量增加，转动惯量大，且成本高。所以最好是将高效率点往右移。从物理意义上来讲，就是要减少绕组线阻和轴承摩擦损耗。从快速驱动执行机构的角度讲，电动机最好工作在大转矩区，但是转矩和速度是成反比的，这就是有刷电动机的强负反馈特性。假设给予恒定的电源电压：当电动

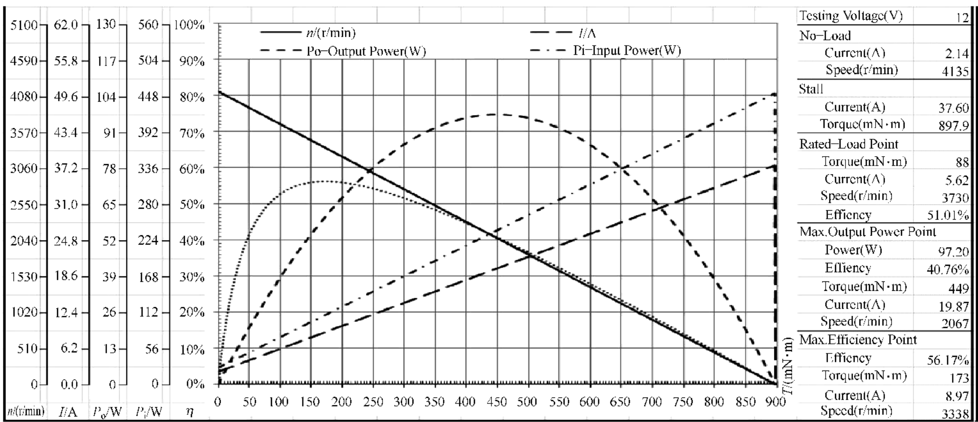


图 11-1　直流电动机特性曲线示例

机难以转动时，会自动减慢速度，增大电流，提高转矩；当电动机能轻易转动时，会自动加快速度，减少电流，减少转矩。在实际 AMT 运行中，AMT 选/换档电动机和离合电动机都是从静止（$n=0$）的堵转点加速然后回到静止。每次工作时间很短，尤其是选档电动机。对于不需要节气门拉索机构的 AMT 系统，在所有执行机构的电动机中，工作时间最长的是离合机构驱动电动机。

11.2　电动机的选择

选择电动机时主要考虑：功率、转矩、转速、效率、尺寸、转动惯量、重量、温度、密封、堵转电流、EMC 和耐久性等因素。

电动机首先要满足机械传动机构所需的最大转矩和最高速度要求，还要满足最大功率要求。理想的最高转速和最大转矩可以通过传动机构的合适传动比来调节。增加传动比就可以降低输出转速和增加输出转矩，但是大的传动比通常意味着大的齿轮。大传动比的优点是对于同样的运动距离，电动机可以多走几圈。这就对电动机的转动惯量要求降低，控制精度也可相应提高。但电动机旋转圈数越多，电刷磨损越厉害，寿命也就越短。一般每次换档应使电动机至少旋转一圈以上。断电后依赖电动机和其他运动机构的惯性自由运行的距离应远小于最大允许控制误差。电动机转速越高，惯性越大。

要尽可能设计电动机工作在最高效率区间，并让电动机工作在最大功率区以满足功率需求。

正如前面所述，在 AMT 执行机构的应用中，除节气门拉索电动机外，其他电动机只是在换档瞬间短时间工作，总是从堵转起动开始，增速的快慢取决于 PWM 的占空比和负载的大小。在同样的占空比下，当负载小时，电动机增速很快，电流减少，转矩减少；当负载大时，电动机减速很快，转矩增大。所以，电动机本身也可以看成一个和齿轮箱相似的变速/变转矩机构。虽然它不像齿轮变速/变转矩机构一样有一个明确的输入转速和输入转矩，但它的输入功率和输出功率保持一定的关系：

$$输出功率=输入功率\times效率$$

电动机输出转速和转矩的变化可以抽象地看作是电动机的传动比变化，只不过这个传动比的变化是自动、无级并且连续的。当然，减少电动机驱动机构的传动比并不一定能提高机构末端的转速。只要电动机没有堵转，增大速比并不一定能增大机构末端的输出转矩。电动机传动机构的传动比只决定了机构末端能得到的最大转矩和最高转速。

机构最大输出转矩 = 堵转转矩 × 速比

机构输出最高转速 = 电动机最高转速/速比

机构输出最快位移(mm/s) = 机构输出最高转速(r/min) × 每转位移(mm)/60

虽然机械机构的速比只由机构所需的最大输出转矩和最高转速来决定，但由于电动机的效率变化很大，所以速比选择的好坏还会影响电动机工作区的效率，进而影响机构性能。这涉及机械机构的设计优化问题，此处不再赘述。

通常电动机效率取决于电动机本身电损耗（铜耗）、磁损耗（铁耗）、机械损耗的大小。电损耗取决于电动机绕组的电阻、电刷接触（包括火花）电阻等。磁损耗包括涡轮、磁滞、漏磁、磁阻等。机械损耗包括轴两端摩擦（轴承）、电刷摩擦、油封摩擦、空气摩擦等。各项损耗越小，效率越高。

加大绕组线径、减少绕组匝数，则绕组电阻减小，空载转速提高，但是起动和堵转电流增加。图 11-2 所示为对应于 3 组不同绕组电阻的电动机机械特性曲线。对于只是工作在高速区的应用来讲，堵转电流大小所带来的影响很小。

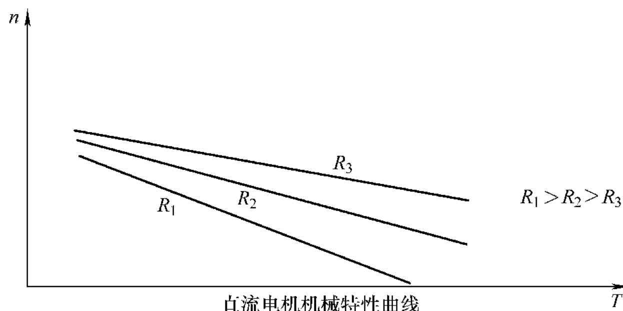


图 11-2　对应于 3 组不同绕组电阻的电动机机械特性曲线

电动机的高效率带来的好处非常明显。但对于频繁起动的系统来说，起动电流的影响很大，发热和冲击都会成为问题。起动和堵转电流的增加意味着电刷和换向器发热，火花增加，电动机的热容量增加，功率增加，体积加大。内阻小的电动机意味机械特性很硬。对于调速系统，要求有较好的硬特性以保持转速不受负载变化影响。但对于位置控制系统，具有柔和的挖土机特性的系统可能会更好些。电动机过度发热可能会导致永久磁铁失磁或绕组的绝缘层破坏，甚至烧毁。

磁耗的大小取决于转子与定子之间的间隙、电流谐波分量、铁心材料的选取等。

电动机长期堵转会导致固定磁场和永久磁铁磁性相反，而使永久磁铁逐渐弱磁。

机械损耗和转速紧密相连。转速越高，机械损耗越大，尤其是对电刷寿命的影响越大。

对于频繁起动的系统，电动机转动惯量的影响较大。转动惯量越小越好。转动惯量小，响应快，起动快，到达终点时的机械冲击小。

密封越紧，摩擦越大，摩擦损耗增加，空载电流增加，这是不利的。如果能使机械机构不漏水，则电动机无须在轴上加密封圈，这是最经济、最可靠的办法。

鉴于目前有刷电动机寿命不够长的问题，应首先减少每次换档中电动机旋转的圈数以减少电刷磨损，还要减少密封圈磨损，减少电流谐波。

11.3　电动机工作区域

从电动机特性曲线可以看到电动机输出转矩和电流的关系基本呈线性。以图 11-1 为例，当 I 为 2.5A 时，输出转矩为零。I 为 37.3A 时，输出转矩为 0.9N。那么对于这款电动机，其转矩和电流的关系大致为

$$T=0 \quad (I \leqslant 2.5\text{A})$$

$$T=(I-2.5)\times 0.9/34.8n = 0.0259I-0.0647n \quad (I>2.5\text{A})$$

图 11-3 为使用该电动机的某 AMT 系统换档时离合器电动机电流的数

据。从图 11-3 中可以看出，大多数情况下，该系统的离合器驱动电流在 10A 以下，即转矩在 0.2N · m 以下。由于采集的电流数据经过硬件滤波、软件滤波，所以实际的电流尖峰值会高于所列电流值。在实际运行中，电动机是从静止堵转时的大电流快速过渡到高速运转后的小电流。

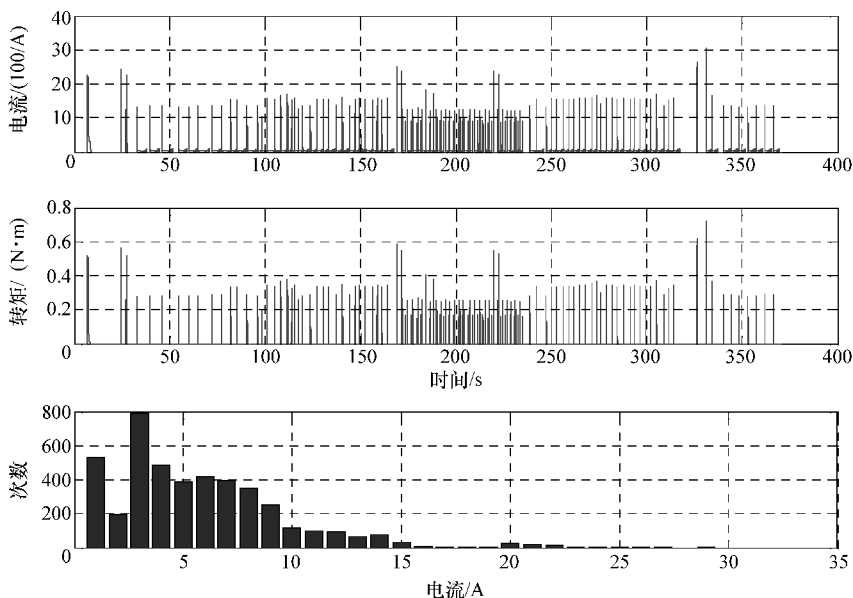


图 11-3　换档时离合器电流峰值统计

11.4　直流电动机数学模型

为了帮助读者学习执行机构的动特性，这里稍微介绍一下直流电动机的数学模型。对于不想了解电动机特性原理的读者可跳过这一节。

电动机的数学模型可以看成由两部分组成：电气部分和机械部分。对于电气部分，是一个典型的电感（L）、电容（C）和电阻（R）串联的电路，由外加电压（u）形成电流（i），输出转矩，这可用微积分方程描述如下：

$$u(t) = Ri(t) + L\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{C}\int i(t)\,\mathrm{d}t$$

式中，$u(t)$是外加电压和电动机反电动势的组合电压。机械部分是一个典型

的质量（m）、弹簧（k）和阻尼（c）组合的系统，外加作用力矩（T），形成旋转角位移（θ）。可用微积分方程描述如下：

$$T(t) = J\frac{\mathrm{d}^2\theta(t)}{\mathrm{d}t^2} + c\frac{\mathrm{d}\theta(t)}{\mathrm{d}t} + k\theta(t)$$

式中，T 是施加到这个机构的外转矩，这里是电动机电磁转矩、负载转矩和哥伦布摩擦转矩的合成转矩；J 为系统转动惯量（$1/2Mr^2$）；θ 为角位移；k 为弹性系数；c 为阻尼系数。为了便于研究，假设绕组间的容抗 C 为零，并假设电枢和轴是刚性的，那么一个直流有刷电动机可以用图 11-4 来等效。

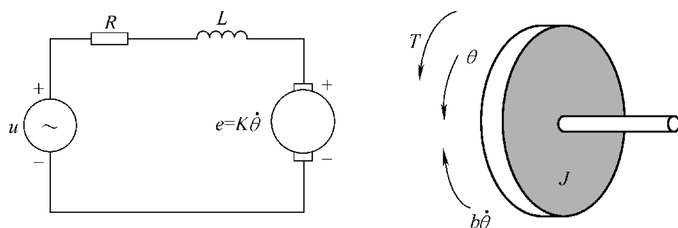


图 11-4　直流电动机等效模型

为了建立一个量的概念，可假设：

电枢转动惯量：$J = 0.01\mathrm{kgm^2/s^2}$

机械阻尼系数：$c = 0.1\mathrm{N \cdot m}$

电动势常数：$K = K_e = K_t = 0.01\mathrm{N \cdot m/A}$

电阻：$R = 1\Omega$

绕组电感：$L = 0.5\mathrm{H}$

输入电压：u = 电压源

输出角度 θ = 轴位移角度

另外，电动机转矩（T）是电枢电流的函数，反电势（e）是电动机转速的函数：

$$T = k_t i$$

$$e = k_e \mathrm{d}\theta/\mathrm{d}t$$

从图 11-4 可得

$$J\ddot{\theta} + b\dot{\theta} = k_t i$$

$$L\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t}+Ri=u-K_{\mathrm{e}}\dot{\theta}$$

通过拉普拉斯变换，上式可表达为

$$(JS+b)\theta(S)=k_{\mathrm{t}}I(S)$$

$$(LS+R)I(S)=u(S)-k_{\mathrm{e}}\theta(S)$$

代换上两式中的电流，上式又可表示为角位移为输出和电压为输入的开环传递函数，即

$$\frac{\theta}{u}=\frac{k_{\mathrm{t}}}{(JS+b)(LS+R)+k_2}=\frac{k_{\mathrm{t}}}{JLS^2+(JR+bL)S+bR+k_2}$$

$$=\frac{K\omega_{\mathrm{n}}^2}{S^2+2\zeta\omega_{\mathrm{n}}S+\omega_{\mathrm{n}}^2}$$

上式是一个典型的二阶系统在频率域的数学模型。其中 ζ 是系统阻尼系数，ω_{n} 是系统欠阻尼自然振荡频率。当 $\zeta=0$ 时，系统不收敛振荡，是一个不稳定系统。当 $0<\zeta<1$ 时，系统衰减振荡。当 $\zeta\geqslant 1$ 时，系统过阻尼，系统不会超调更不会振荡。闭环控制系统可以改变一个系统的阻尼系数和自然振荡频率，使其满足应用中需要的稳定性和快速性要求。

一个电动机在物理上包含有两个主要储能器件：电感线圈和转动惯量。如果将弹性和容抗都加入到模型中，那么传递函数就会变为一个四阶的线性常微分方程系统，再加上通常使用的 PID 闭环控制器，又会增加系统的阶数。所以，在实际应用中，真正为二阶或一阶的系统极少。由于对高阶系统求解相对复杂一些，加之所有高阶系统可以分解为二阶或一阶系统的串联物，对在系统中起主要作用的二阶子系统先进行分析可以帮助简化系统，加深对系统的理解，也利于调试。

对于一个稳定的二阶系统，它的好坏可通过时域阶跃输入的反应特性来衡量，即从输出的超调、延时、上升时间、稳定时间和稳定误差五个方面进行描述，也可从 S 域或 Z 域系统根和零点的位置描述系统的稳定特性。

对于前面所述的二阶电动机系统，角位移为输出，电压为输入：

$$\frac{\theta}{u}=\frac{k_{\mathrm{t}}}{(JS+b)(LS+R)+k_2}$$

将该方程输入 Matlab 的分子、分母机构内，为

num = K_1

den = (Js + b)(Ls + R) + K_2

并用 Matlab 的 M 文档方式定义所有变量值，比如：

J = 0.01； b = 0.1；K_1 = 100；K_2 = 0.01； R = 1； L = 0.5；num = K_1；

den = {(J * L) [(J * R) + (L * b)][(b * R) + K_2]}；

title('Step Response for the Open Loop System')

为了观察这个开环系统的性能，可在上述 Matlab M 文档内加上如下指令：

step（num，den，0∶0.1∶3）

然后在指令框内运行该 M 文档，就可得到图 11-5。

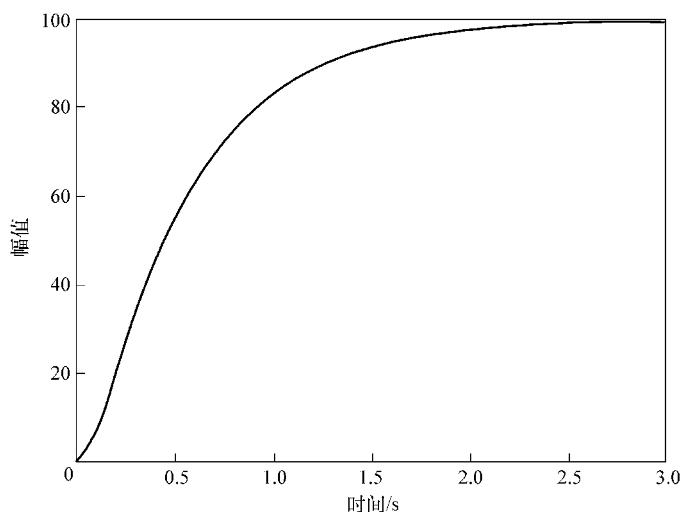


图 11-5　电动机开环系统阶跃响应

从图 11-5 可看到，电动机花了 3s 才到达稳定值。对于 AMT 来讲，虽然系统不振荡很稳定，但这样的反应速度显然太慢，形成合适的闭环反馈后就可以加快速度。

如用状态方程描述，可以转角和电流作为状态量，那么：

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\begin{bmatrix}\theta \\ i\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-\frac{b}{J} & \frac{K}{J} \\ -\frac{K}{L} & -\frac{R}{L}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dot{\theta} \\ i\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}0 \\ \frac{1}{L}\end{bmatrix}u$$

$$\dot{\theta}=\begin{bmatrix}1 & 0\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dot{\theta}\\ i\end{bmatrix}$$

11.5 定位控制

换档时，离合器控制电动机和拨叉控制电动机必须驱动执行机构在规定时间内准确到达某个指定位置。如不考虑中间过程，则为定位控制。为了提高换档品质，在短时间内还有过程控制。如采用普通的 PID 控制，那么对于 PID 系数的选择要考虑允许误差。比如在挂档控制中，如允许误差绝对值设置为 10 个单位，那么当实际误差小于 10 个单位时，定位控制完成。反之，当误差大于这个设定值时，如为 11 时，控制显然还没有到位，PID 继续调节控制电动机输出。前面已经介绍过，控制量是比例积分和微分之和。只要误差存在，积分器就会继续积分，只要时间够长，积分项是逐渐增加的，电动机会继续运转逼近目标。

允许误差越大，越容易完成到达控制指定目标的任务，但是误差大了就达不到 AMT 换档的要求。最大误差允许值的确定是根据机械结构的要求和测量精度来确定的。如果机械结构只允许有 ±40 个单位的误差，但测量准确度有 ±10 个单位的误差，那么控制系统的控制准确度必须在 ±30 个单位的范围之内，否则就达不到机械操作的要求。

前面提到 PID 中的积分项 I 能有效减少静态误差，使执行机构能在误差允许范围之内最终到达目的地。只要不振荡，积分系数大一点，到达目的地的速度会快一些。

有一些控制器为了提高运算速度，不采用浮点运算，而是采用整数运算，即整个运算没有小数点，采用四舍五入的方法将分数变为整数。如 3 除 2 会等于 2。对于小于 1 的积分增益，要将它先提高 10 倍或 100 倍后再取整数，然后用整数增益和误差相乘后的积再相应除以 10 或 100 就变为正常需要的数值。但是如果增益很小，和误差相乘后可能小于 0.5 而被忽略，积分器就起不到任何作用。所以增益大小的选取一定要和允许误差结合起来，要保证最大允许误差和积分增益之积必须大于 0.5。

节气门是一个多阶系统，如忽略分布电容，还至少有电感、弹簧和惯量三个储能部件。当外力突然撤销时，只要阻尼小，就会继续运动（或按指数曲线衰减，或振荡衰减）。选/换档机构及离合机构都会有类似的现象。阻尼小，电动机负荷小，容易引起超调和振荡。小节气门时，节气门上的压差比较大，压差会对节气门产生另外一个变化的外来力。

可以用系统辨识的方法确定这个系统中的电感、弹性、阻尼、质量，然后采用滑动模式带前馈的 PID 反馈控制方法来进行精确的定位控制。

11.6　跟踪控制

在不换档时，ECT 要准确跟踪驾驶人控制的加速踏板。如果节气门反应速度慢，就会出现驾驶人踩节气门而汽车没有反应的情况，还会产生驾驶人松节气门，车辆继续快速前进的危险局面。所以，节气门应该准确及时跟踪好驾驶人的需求，即跟踪加速踏板位置。这一般采用的是闭环控制的方法，通过 PID 调节。

当然，为了减少油耗和污染排放，TCU 可以对驾驶人的输入信号进行一些修正，尤其是 Tipin 和 Tipout 的时候。当然，这通常是 ECU 的工作。

在换档时，发动机输出转矩的大小不再跟踪由驾驶人控制的加速踏板位置，而要取代驾驶人的输入信号以调节发动机的输出转矩和转速。其目的是减少发动机转速的突变，并减少换档时的冲击。

11.7　续流和关电时无自锁系统的发电问题

在定位控制、速度控制和跟踪控制中，都会遇到前面提及的电动机堵转大电流问题和反向制动时的电压叠加造成大电流问题。其实除此之外，还有关闭电动机电源时电动机的续流问题以及无自锁系统中电动机发电的问题。

当电动机断电时，由于电动机绕组中电感的存在，电流将继续寻找通路（如续流管）朝同一个方向流通。续流时间的长短以及电流的大小取决于断电时电流的大小和电路中电感和电阻的大小。电感越小，电阻越大，续流时

间越短。在续流期间，电流和原先方向一致，所以产生的转矩方向相同。对于电动机来说，这相当于增加了一点机械惯性。

无自锁系统电动机的发电问题是由于执行机构在弹簧的作用下自然高速接合，如离合器、节气门等。在这种情况下，弹簧会带动电动机旋转。电动机在旋转中会产生电动势，如有合适的通路，就会形成电流。电流所产生的转矩是阻止这种自动接合。如离合器快速自然接合时，会由于发电电流的作用而有所延缓；节气门自然关闭时，也会由于发电电流的作用有所延缓。节气门的延缓关闭会给发动机的快速断油带来不利影响，这不仅仅是增加油耗的问题，更为严重的是当加速踏板在大节气门时急速松开后，发动机还会继续加速（因为节气门不能及时关闭），这是非常危险的。

11.8　温度的影响

在实际使用中，当驱动机构使用电动机时要考虑温度对轴承润滑脂、热胀冷缩、绕组电阻和永久磁铁磁场的影响。当温度低时，绕组电阻减少，电流有可能很大。当温度高时，电阻变大，电流减少，从而导致电动机输出转矩减少。这不仅会影响电动机控制特性，更重要的是会造成电动机无足够驱动力来驱动执行机构而导致卡死。

导线电阻和温度的关系为

$$R = R_{ref} \times [1 + \alpha(T - T_{ref})]$$

式中，R 为导体在温度 T 时对应的电阻值；R_{ref}为导体在参考温度 T_{ref}时对应的电阻值，通常为 20℃，有时也设为 0℃；α 为导体材料的电阻温度系数；T 为导体实际温度（℃）。

表 11-1 是不同材料在 20℃时的电阻温度系数。

表 11-1　不同材料在 20℃时的电阻温度系数

金属名称	电阻系数
镍	0.005866
铁	0.005671

（续）

金属名称	电阻系数
钼	0.004579
钨	0.004403
铜	0.004041
银	0.003819
铂	0.003729
金	0.003715
锡	0.003847

对于 AMT 来讲，环境温度变化很大，从寒冬天气起动发动机时的 -40℃到盛夏大负荷情况时机舱内的 125℃，都要求 AMT 能工作正常。在北方的寒冬季节，电动机电阻虽小，但润滑油黏度很大，机械机构润滑不好会导致负荷加重，这会引起电动机过电流。但是低温下通常电池电压较低，电动机也容易冷却。而在南方的盛夏高温时，电动机内阻较大，很有可能造成动力不足而出现卡死现象。能补偿的因素是在高温下电池内阻可能会大些时，润滑通常较好些。

图 11-6 所示为某电动机公司提供的电动机温度测试数据曲线。测试电压为直流电压 12V，温度为 25～140℃，转矩为 100～350mN·m。

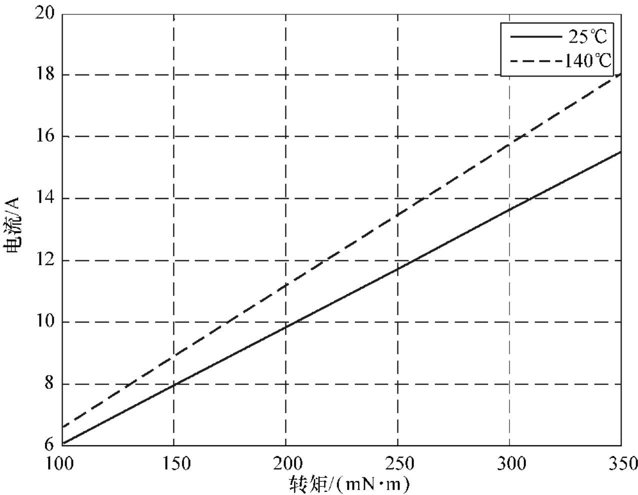


图 11-6　温度变化对电动机电流特性的影响

从曲线可以看出，高温时电动机要输出同样的转矩，电流必须增大。这说明电动机在高温时的效率大大降低。

高温下，内阻大。高速下，反电势大。假设磁场强度不变和阻力不变，那么在同样的电源电压下，电动机电流不可能随温度的上升而上升，但是当温度上升很多时，磁场强度有可能下降，那么此时反电势反而更小了，这样就会造成电阻增大而电流上升的奇怪现象。在高温下，电动机轴承和所驱动的机械机构的摩擦力有所减少，使得电动机在同样的转矩输出下转速增加。电动机定子上永久磁铁（呈瓦状）磁场的变化可以用永磁体的 B_r（剩磁）、H_{cj}（矫顽力）和 H_{cb}（内禀矫顽力）的大小来描述。

图 11-7 是以电流为横坐标、转矩为纵坐标的曲线图。从图中可以清楚地看出，当电动机温度升高后，在同样的电流下电动机输出的转矩小了很多。比如在 14A 条件下，常温电动机输出约 310mN · m，而在 140℃ 的条件下，输出转矩仅约 260mN · m，降低了 16% ，效率大大降低。效率的降低又加剧了电动机的发热，所以综合起来增加电流所能得到转矩的增量会越来越小，如图 11-8 所示。

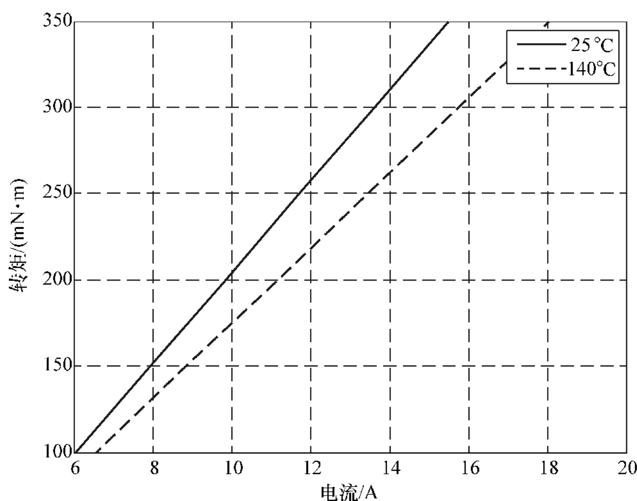


图 11-7　温度变化对电动机转矩特性的影响

在电动机控制中，应考虑这些变化来调整控制参数，以确保高低温都能满足 AMT 动作要求。温度对 AMT 系统的影响和改进措施在第 12 章中还会

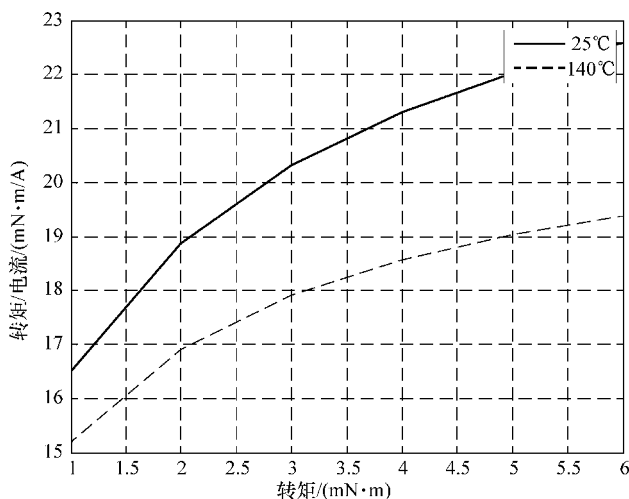


图 11-8　温度变化对电动机输出特性的影响

仔细讨论。

11.9　电池电压的影响

在同样的 PWM 占空比下，电动机的电流随端电压的变化而变化，而电流的大小决定了电动机输出转矩的大小。为了控制的准确性和一致性，在电动机控制中有必要对电压进行补偿，对于同样的转矩需求，要根据电压给出不同的占空比，使电动机电流和目标输出转矩相匹配。因此，必须针对电压的变化调节 PWM 的占空比，以保证加到电动机的电流是一致的。

PWM 调节后的占空比 = PWM 调节前的占空比 × 标称电池电压/实际电压

当电池电压太低时，即使占空比为 100%，也可能不足以可靠驱动执行机构，这时，系统应给出警告和停止 AMT 的换档功能。在低温起动发动机时，电池电压通常较低，可避免此时换档。当电压太高时，虽然可以驱动执行机构，但可能会造成大电流，更重要的是，高电压可能会损坏电子器件。在外加充电器给电池快速充电时，电池电压通常比较高。在误操作的情况下，有可能将 24V 的电池安装到 12V 的车辆上而造成高电压。

对于 12V 的 AMT 系统，AMT 应该能在 9 ~ 16V 正常工作，即正常换档。

当电压更高时，如不超过 24V，AMT 可以不工作，但也不应该危及安全。当然当外加电压长时间太高时，如超过 24V，可能会损坏系统。设计系统时应充分考虑这些因素。

AMT 对电池电压的要求越低，工作范围越宽，系统的可靠性就越高。

11.10 反应快速性和机械耐久性的平衡

AMT 的开发和应用已有很长的历史，但在中国的应用还不是很成功，其主要原因除了换档时的动力中断而导致的冲击之外，还有 AMT 工作不可靠的问题。AMT 执行机构的不可靠、控制系统的适应能力不能满足实际变化的要求导致车辆不能换档而抛描，甚至造成变速器损坏。机械式自动变速器的损坏包括齿轮破损、挂档轴断裂、同步器磨损严重、离合器磨损严重等。AMT 执行机构和变速器本身的可靠性是非常重要的问题，必须解决。

从理论上讲，AMT 采用计算机控制，应该比手动操作更可靠，同步器和离合器的磨损也应较小。但实际上 AMT 和 MT 相比在操作上有较多不同：

① AMT 换档比 MT 频繁。在大多数情况下，驾驶人清楚地知道路况和车子情况，因此他知道现在要干什么和将要干些什么，因此驾驶人可以结合下一步的工作来安排现在的工作。比如他知道前面有红绿灯，即使车速较高也不会再升档。又如驾驶人需短时间加速，他并不会为这短时间的加速特地改变档位以实现最佳油耗。而 TCU 只能猜测驾驶人现在要干什么，它根本就不知道下一步要干什么，所以它只知道根据现有情况决定是否需要换档，它不能和下一步的工作联系起优化考虑换档，因此可能会在升档后又降档或相反。

② 在蠕动等滑摩状态下，离合器处于半离合状态，离合器可能频繁地分离和接合。在换档时，离合器保持分离，如果没有自锁，由于压盘的作用离合器可能会自动接合，当接合到一定程度后执行机构电动机又可能会驱动离合器再分离。另外，对于在发动机和驱动电动机之间串有离合器的单轴并联混合动力车，在纯电动机驱动时，离合器一直处于分离状态。

③ 在手动车上，驾驶人是主动换档，他可以根据感觉慢慢换档，虽然

动力中断时间长，他也能接受；在急速换档而造成换档冲击时，驾驶人心理上有准备，所以也能接受。AMT 车不同，驾驶人是被动换档的，通常无心理准备，不能接受突如其来的动力中断和冲击。许多车主都想缩短换档时动力中断的时间，这就要求 AMT 执行机构快速运动，这就可能会造成机械冲击、疲劳，甚至损坏。

除了上述 AMT 系统的特点使其耐久性受到严厉挑战外，AMT 系统本身的一些附加功能也加剧了 AMT 的动作强度：

① 反堵转时的频繁正反转。

② 自学习时的大力度到底运动。

换档频繁、离合工作频繁、驾驶人片面追求快速，以及换档、自学习时机械的粗暴运动对 AMT 机械执行机构的耐久性提出了挑战。要解决 AMT 的可靠性问题，合理减少换档次数，提高机械机构设计水平，适当延长换档时间，减轻换档时机械的冲击是非常重要的问题。这里先重点讨论如何减轻换档时机械的冲击问题，即如何在尽可能满足快速换档的要求下柔和换档。

在电动机控制中，通常采用 PID 负反馈闭环控制，因此对于一个阶跃输入信号，一开始的占空比可能都是最大值。这个方法的优点是电动机可以快速起动，缺点是转矩的急剧变化所带来的机械破坏力很大。图 11-9 是 AMT 实际路试中离合电机 PWM 占空比受到限制的一个例子。

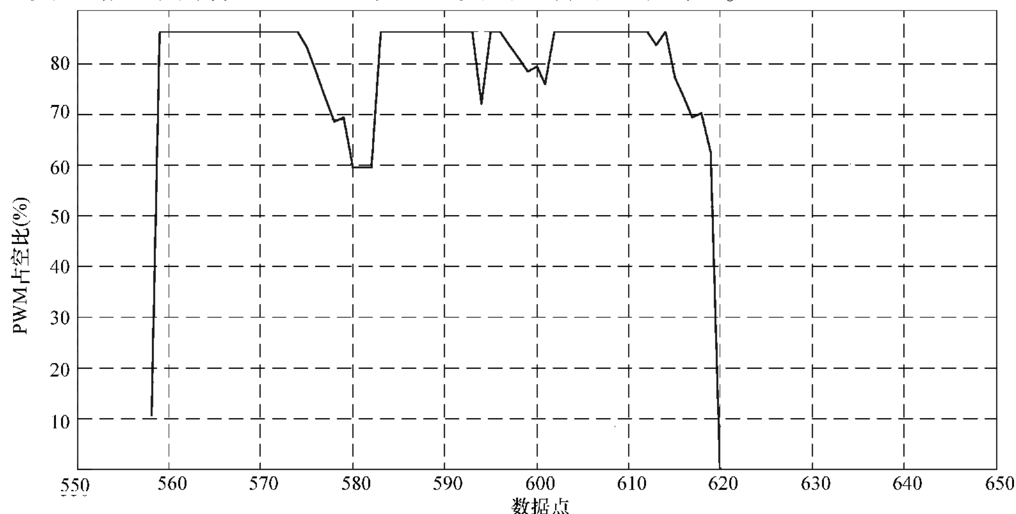


图 11-9　PWM 占空比限制

从图 11-9 可看出，在数据 560 点前，要求从现有 1 档换到 2 档。首先分离离合器，PWM 占空比被限制在 87%，直到 574 点时，占空比才开始下降。

图 11-10 是换档时的离合器位移和电动机电流的数据曲线。图中横坐标是数据点。图中虚线是离合器位移初始的变化率。从图 11-10 可看出，电流在一开始急剧上升，该电流信号还是经过硬件、软件滤波以后的电流值，实际电流上升速度比这还要快；随着电动机速度上升，反电势跟着上升，电流下降；离合器位移速度直线上升，但在第 580 个数据点之后，位移速度开始下降，占空比继而上升，但未到达最大值；离合器继续分离，但从虚线所示的速度变化率可看出，离合器位置的速率变化比开始时低。

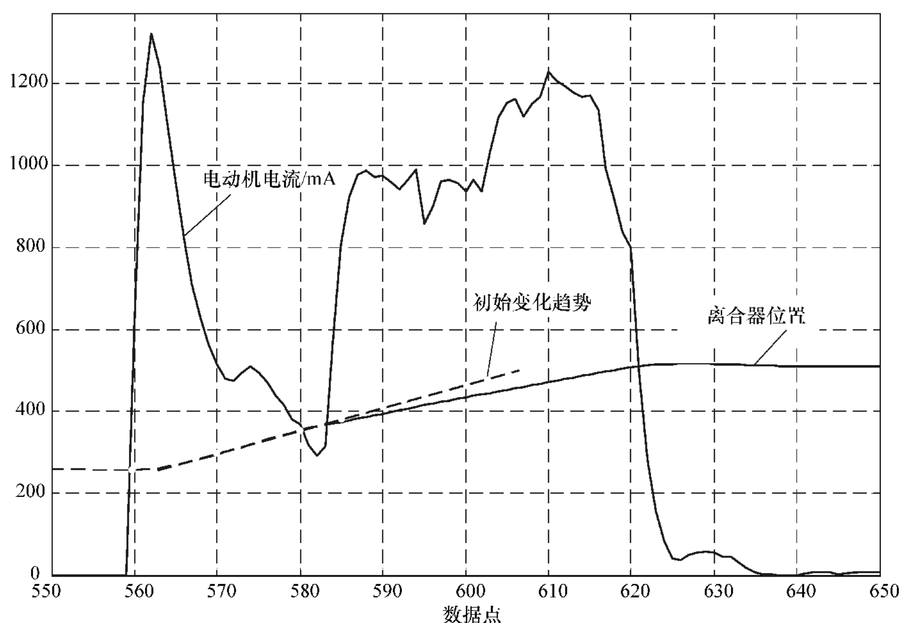


图 11-10　离合器电流随位移变化的曲线

从离合器位移 p 可得到电动机转速 n，进而得到反电势 $e = kn$。由此，电动机电流为

$$i = (U_d - e)/r$$

式中，U_d为电池电压 U_b经斩波后占空比为 d 的 PMW 等效直流电压；r 为等

效内阻。

$$i = (dU_b - kp')/r$$

式中，i、d、p 可以通过直接测量获得；U_b可以被认为是固定的电池电压；k 和 r 是未知数。对应一个固定的电动机，其参数 k 和 r 在相同条件下应是固定的。通过实验数据可以辨识出 k 和 r 的大小值。

由于在开始瞬间，电动机是静止的，反电势 $e=0$，电流 $i=U_d/r$。如忽略电感的影响，电流将迅速达到最大值，由于电动机转矩和电流成正比，电动机输出转矩也达到最大值。图 11-10 所示的电流上升速度不一定是真实变化速度，因为它是经过高频滤波后的电流值。快速变化的电流信号有可能被这些滤波器滤掉。电流的变化导致转矩的变化，这样突加的转矩会对电动机、电动机所驱动的机械机构有很大的冲击。变速器所需经历的比较恶劣的情况是自学习和反堵转两种情况。

离合、选档、换档、节气门开度都有最大值/最小值的自学习问题。自学习方法之一是离合器朝正反两个方向运动到底，直到不能动即位置不变但电流急剧上升为止。为了加速自学习的过程，运行速度会比较快，机械机构撞到底后速度突变为零就会形成冲击。重复自学习带来的重复冲击是造成机械破损的祸首之一。

在机械机构被卡住的情况下，通常采用反堵转的方法救治。通常先反转使其脱离现有位置，一旦脱离该卡死位置就立即反向再次发起冲击争取突破阻碍前进。如果第二次反向是在电动机尚未停止的情况下进行的反向制动，此时电源电压和反电势叠加造成比堵转电流还要大的电流，转矩自然更大，反电势的大小取决于反转的速度。这个急剧反向造成的机械冲击会比任何时候都大。当然，有时也需要这种冲击破解某些卡死，否则反堵转也许不能成功。它最大的负作用就是机械破坏力。所以，最好不存在堵转的机会，否则机械撞击会使机构进一步破坏，进而可能越来越堵。

再有，位移控制系统的振荡也会加剧磨损。减少振荡的有效方法之一是自锁，有效方法之二是消除控制系统振荡。

为了解决 AMT 的可靠性问题，必须将保护机械装置放在首位。在机械机构得到充分加固而能承受电动机带来的冲击之前，必须损失 AMT 执行机

构的快速性，放慢电动机的起动速度和停止速度，即限制驱动机构运动速度的变化率来减少冲击和破坏力。

为了减少驱动机构运动速度的变化率，即限制电动机输出转矩的变化率，就需要限制电动机电流的变化率。占空比和输出电压呈线性关系，但和电动机电流不一定呈线性关系，因为有电动机反电势的影响。在电动机堵转的情况下，电流对占空比的大小特别敏感，所以限制转矩变化率还不能只是简单地限制占空比变化率。在反接制动加反转的情况下，反电势会和控制电压叠加，即使占空比不大也会造成大电流，即大冲击。

理想情况是采用转矩控制或电流反馈控制，但由于滤波信号和负反馈系统的滞后影响，难以去掉最开始的电流尖脉冲，所以实际效果上并不会很理想。最开始的电流尖脉冲的大小由电动机本身的电感量以及内阻大小来有效决定。如果不是用固定的 PWM 占空比来限制最大输出电压而采用自动调整的占空比来限制，就能够较好地限制电流变化率。

① PWM 占空比限制值应该是电动机转速的函数，即速度为零时，占空比必须限制得很低；当转速较高时，反电动势较大，输出电压必须较高才能继续驱动电动机，所以必须提高占空比限制。

② 反转瞬间，占空比必须限制得更低。

③ 电源电压高时，占空比必须限制得更低，反之亦然。

④ 温度低时，占空比必须限制得更低，反之亦然。

⑤ 在故障情况下，可根据需要特殊处理。

⑥ 电动机转速的信息可以从位移的变化获取。

⑦ 避免堵转，包括自学习时的人为堵转。

⑧ 反堵转时不必快速反向。

对于具有高静态摩擦力的机构，柔和的电动机起动会导致卡死，就像用气动扳手卸轮胎的原理一样，若用手动扳手慢慢加力卸轮胎螺母，可能会导致螺栓断裂，只有借助气动扳手的爆发力才能把锈死的轮胎螺母拧松。如果 AMT 机械结构的设计能使机构起动静态摩擦力不会远大于运动中的摩擦力，那么就不需要这种强烈的冲击起动法，但实际上难以实现。离合器的自锁、寒冬里润滑油冻结、车辆久不使用等情况都会导致起动瞬间静态摩擦力增

大。采用更严格的占空比限制后，AMT 机构的反应速度会变慢，动力中断时间可能会延长，驾驶舒适性和动力性会受到一定影响，机械卡死故障可能会增多。因此，这不是最佳解决方案。加强机械强度，同时配合软件的柔和控制，才是上策。

无论用什么方法进行控制，总希望能尽快到达目标值。这里提出三个要求：一是速度，二是精度，三是稳定度。电动式 AMT 里的选档位置、挂档位置、离合器位置和节气门拉索机构位置的控制都是通过电动机来驱动的伺服系统。对发动机转矩和转速的控制则不是伺服系统，但上述三个要求都是一致的。为了减少换档时动力中断的影响，换档速度越快，动力中断时间越短。为了选档不卡死、挂档不脱档、离合器接合不冲击，电动机应能转到准确位置。为了减少磨损、减少冲击和缩短换档时间，电动机应无振荡。

为了衡量控制的品质，通常的方法是用阶跃函数或频率变化的正弦函数的信号作为输入来考核输出响应是否满足要求。电动机控制模拟输入曲线如图 11-11 所示。

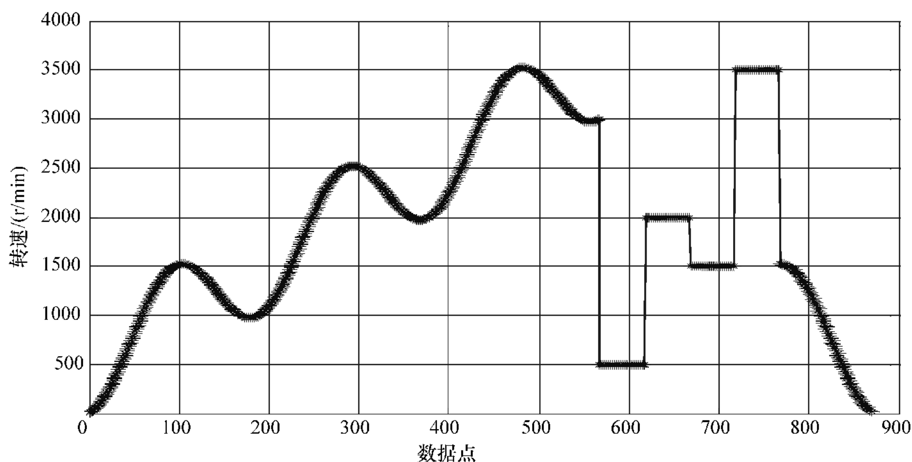


图 11-11　电动机控制模拟输入曲线

选/换档大部分动作是阶跃式的，从一个固定位置跳跃到另一个固定位置，但离合器则兼有连续变化的准确调节。图 11-11 中输入信号跳跃的幅度、间隔以及正弦波的幅度和频率可以通过标定改变。阶跃值的设置可考虑

接近实际选档位置、档位位置、离合器的滑摩点等。间隔的设置取决于控制稳定时间的实际需要。发动机转速、转矩控制也可采用类似的输入信号，要特别注意的是输入最大值时的安全性。如转矩控制，还必须要有相应的载荷才行，否则会熄火或飞车。输入信号可以周而复始，这样可以采用定量分析的方法来比较不同控制器或不同标定的效果。阶跃输入部分的定量参数如下，和传统控制中的时间响应有所不同：

① 延时时间：从目标给出到第一次到达目标值的 5% 的时间。

② 响应时间：从目标给出到第一次到达目标值的 95% 的时间。

③ 超调幅度：上升阶跃输出的最大值大于目标值的幅度。下降阶跃输出的最小值小于目标值的幅度。

④ 稳定时间：第一次到达目标的 95% 的时间到波动幅值开始小于 5% 的时间。

⑤ 稳态误差：5 个控制周期内输出不改变的值与目标值的差。

大电流起动是快速驱动 AMT 机械执行机构所盼求的，但是当 AMT 机构的可靠性受到威胁时，只好妥协，因为可靠性是最重要的。

11.11 电动机的寿命要求

换档时，选档电动机和挂档电动机都要短暂工作。按平均来讲，假设选档时间每次为 80ms，摘档 80ms，同步 100ms，挂档 120ms，那么每次换档中选档电动机工作 80ms，挂档电动机要完成摘档、同步和挂档工作，每次换档平均需要约 300ms。同理，换档时，离合电动机要分离离合器、保持离合器分离（无自锁）和接合离合器，即它的工作时间等于换档的整个时间，平均约为 2s。对于离合器有自锁的系统，离合控制电动机无须通电保持离合器分离，故可以大大缩短工作时间达 500ms。如不计算分离离合器的滑行时间和滑摩起步时间，则对于一个使用离合器换档和分别使用选/换档电动机的 AMT 系统，各电动机的运行时间见表 11-2。

表 11-2　电动机的运行时间

电动机	换档动作	动作时间/ms	合计/ms	200 万次时间/s	200 万次时间/h	300 万次时间/s	300 万次时间/h	备注
选档电动机	不动	0	40	80，000	22.22	120×10^3	33.33	同拨叉时无须选档
	选档	80						
挂档电动机	摘档	80	300	600，000	166.67	900×10^3	250.00	
	同步	100						
	挂档	120						
离合电动机	分离	200	700	1，400，000	388.89	2，100×10^3	583.33	有自锁
	保持	0						
	保持	500	2，000	4，000，000	1，111，11	6，000×10^3	1，666.67	无自锁
	接合	1300						
拉索电动机	一直工作	如行程 30 万 km，平均车速 50km/h，运行，6，000h						

从表中可以看出，拉索电动机的工作时间较长，其次是离合电动机，紧接着是挂档电动机，工作时间最短的是选档电动机，约为无自锁的离合器电动机的 1/50。选用电动机时必须考虑工作时间的不同以确保其可靠性。由于电动机工作在脉动状态，它们的性能要求应远远高于连续工作的电动机。

影响有刷电动机寿命的最大因素是电刷磨损和轴承磨损。电刷磨损的主要原因是转子旋转时整流子与电刷之间产生的直接摩擦。原因之二是电刷火花对电刷的灼伤，使其微爆裂。火花主要产生在电刷的尾端，所以对尾端的伤害会大些。

11.12　问题思考

① 如何延长有刷电动机的使用寿命？
② 电动机的哪些参数对控制动特性有影响？
③ 如何界定电动机控制 PWM 的最佳频率？
④ 恒转矩控制加速和恒加速度加速的优缺点是什么？
⑤ 相对于有刷直流电动机，无刷直流电动机有什么优点和缺点？
⑥ 电动机的尺寸和重量对电动机的控制有什么影响？

第12章 自学习

12.1 自学习的必要性

由于 AMT 的性能不只是受 AMT 机构本身的影响，还和车辆的许多变量有关，如发动机、离合器、节气门拉索虚位等。由于零部件加工和发动机的差异，即使是同车型的新车，这些参数也不尽相同，TCU 必须根据每辆车的具体情况自行进行调整。

随着环境的变化、时间的流逝，车辆和 AMT 本身也在不断变化之中，如环境温度变化、燃油变化、发动机性能变化、磨损变化等。比如：

① 离合器分离特性变化。

② 离合器负载特性变化。

③ 执行机构性能的变化。

④ 离合器换档驱动机构的磨损。

⑤ 离合器非驱动机构的磨损。

⑥ 变速器选换档力的变化。

⑦ 选/换档机构的磨损。

⑧ 节气门拉索机构的磨损。

⑨ 电动机特性变化。

⑩ 非 AMT 本身但和 AMT 密切相关的发动机、加速踏板等的磨损。

⑪ 采用脉冲信号式的位置传感器时，因为它不能提供绝对位置值而只能提供相对位置信号，而 AMT 又必须知道这个机构的实际绝对位置，所以必须通过自学习的方法找到一个已知的机械机构绝对位置。

因此，自动学习并适应这些差异和新的状况是十分必要的。AMT 必须具有三种自学习模式以满足不同的要求：

① 实时在线自学习。

② 车厂下线自学习。

③ 野外手动自学习。

这些自学习模式之间有很多相同之处，但有不同分工和不同侧重点。自学习可以主动自学习，也可以被动自学习。主动自学习是主动施加特殊信号或特殊操作来看自学习对象的反应变化。被动自学习是指不施加任何额外的操作，而是在正常运行之中捕捉有关信息自动学习。

12.2　实时在线自学习

车辆在运行中，AMT 采用被动自学习的模式不断捕捉有关信息进行自动学习并适应新的情况。这种学习模式学习速度比较慢并且有严格限制的自学习数值范围，以防止学到偶然出现的不正确的内容，必须保证系统的稳定性。这些自学习所得到的新数值会被存储在 TCU 的存储器中，以免关电后丢失。下次上电时必须以存储器中读取这些数据并使用。

这种模式下进行自学习的领域较广。对于会变化并且对系统有影响的参数并且能够学到的参数都要进行自学习，尤其是和换档性能息息相关的一些量更要进行在线自学习。

12.3　车厂下线自学习

在车辆生产厂家，车辆下线时必须对 AMT 系统进行严格检查和设置，以保证其功能和性能达到出厂要求。在这些检查和设置中，除了检查通信正常、所有输入/输出信号正常、AMT 执行机构运转正常外，还要检查能否进行 AMT 自学习。

在下线检测的自学习中，由于在生产线上测试的时间很短，就不能对一些用统计方法进行慢速自学习的参数进行自学习，而是快速地记录一些必要的机械位置值。在整车厂，可用专用设备进行各部分的测试，有些由专业操作员做一些特殊操作来进行自学习。由于测试条件是已知的，系统将存储和

直接使用学习得来的数据。比如：为了检测加速踏板的最大值和最小值，下线检测台会指示测试员将加速踏板踩到底和全松开，在这种已知条件下，传感器读出的数据就是加速踏板的最大值和最小值。再如：在车间水平地面上坡度传感器输出的值就是零坡度的参考值。这些值可存入 TCU 存储器并直接使用。

12.4 野外手动自学习

在车辆维修过程中，TCU 可能被更换，AMT 的其他一些部件也可能被更换。当 TCU 被更换时，原有 TCU 中记录的所有自学习值将丢失，第一次使用的将是出厂时的预置值。当 AMT 的其他一些部件被更换时，一些机械位置可能有较大变化，如更换新的离合器摩擦片后，对滑摩点的影响是很大的。在这些情况下，若不进行自学习，那么 AMT 的工作状态和实际情况就有很大区别，会造成 AMT 工作不正常。

按道理，换过 TCU 或 AMT 的相关部件后，也应该像整车厂内下线检测一样做系统的检查和自学习，但由于野外条件的限制，进行的自学习比厂内下线检测要简单。一般通过一些简单的特殊操作，使 AMT 进入野外手动自学习模式而快速地记录一些必要的机械位置值。

要触发野外自学习模式，必须进行一些特殊的平常不会进行的操作。比如在发动机熄火的情况下，可通过将加速踏板和制动踏板都踩到底，同时按某个按钮来触发野外自学习。这虽然比较麻烦，但能避免误触发。车辆在行驶过程中误触发自学习是非常危险的。

12.5 加速踏板、节气门开度、离合器最大/最小值自学习

前面说到，由于零部件本身的差别和随时间产生的变化使得加速踏板位置信号的最大/最小值、电子节气门开度的最大/最小值以及离合器离合位置的最大/最小值都可能会发生改变。为了使系统适应这种差异而不影响系统性能，系统对这些参数的自学习是必不可少的。

对于离合器执行机构来讲，准确的分离和接合是快速换档、减少冲击、减少噪声和减少发热的关键。

离合器分离最大位置：由于离合器不需要每次都分离到极限位置，所以不能在正常运行中学到，而是要采用主动学习的办法来进行学习，即特地打开离合器来进行特别学习。当离合电动机正转一定距离后（接近原定分离距离），电流突增，位置不再改变，则可认为离合器已分离到头（假如中途没有机械卡死），此时的传感器输出值就对应离合器能分离的最大值。由于离合器最大值自学习是采用主动式自学习，频繁使离合器快速分离到最大值会导致机械机构疲劳、磨损甚至损坏，所以应以柔和的方式进行。

对于不自锁的离合器执行机构，在离合器控制电动机断电后，弹簧片会把离合器自动压合，汽车正常行驶时，输入/输出轴转速成比例，则认为离合器已接合到底（假设没有卡住），此时应能得到离合器接合的最小位置。

为了使系统稳定，自学习的速度不能太快，即每次的调节量要很小，尤其是当实际最小位置变大时，不能立刻用新值取代原学习的值，而应该慢慢增大，以防学了坏知识（噪声），因为在实际运行中，除非拆卸过离合器或以前值过小，否则离合器位置的最小值只会随着磨损的增加而减小，而不应该变大。如拆卸过离合器，那么可采用现场强迫自学习步骤来接受最新现况。

节气门开度和加速踏板的最大/最小值也要学习。在学习中还能发现节气门是否有卡死现象或冰冻现象。节气门位置的自学习有主动学习和被动学习两种。节气门最小值的自学习可以在车辆运行中被动学，即在发动机起动前和ETC加电前，学习节气门所处的自然位置。但对节气门最大值进行被动学习的机会少，因为汽车在运行中很少有机会把节气门全打开。对节气门打开的最大值进行主动学习，是在发动机起动前以一较低的占空比使拉索电动机正转足够时间或拉索电动机电流大增后，可认为节气门已全部打开从而可以得到最大开度值，即主动把节气门全打开测量得到节气门最大值。在发动机起动前快速打开节气门常会出现机械噪声问题，所以能被动学习节气门的最大值为好。节气门开度的变化一般很小，节气门最大值的意义没有节气门最小值的重要，能学好最小值，最大值也能估计出来了。

节气门的最大行程可以从自学习得到的最大/最小值计算得出。当行程太小时，就有节气门被卡死的嫌疑。节气门不能全打开可以勉强接受，但不能全关闭就非常危险，所以对学到的最小值要进行验证。验证的方法之一是和在怠速正常情况下的节气门开度进行比较。如有关闭不严的情况，则发动机的怠速肯定较高。这个验证问题又属于故障诊断的范畴。之所以这里提出，是要防止节气门自学习到“故障状态”。

在节气门实时自学习的过程中，为了防止在拉索被卡死时学到错误的信息，对于有大变化的情况要特别小心，要缓慢小幅度修改自学习值。在自然状态下的节气门位置可以通过在拉索电动机断电的情况下测量节气门位置实现。在刚上电和拉索电动机断电一段时间后测量最佳，但不能影响或耽搁发动机的起动。节气门开度的自学习可以在变速器复位期间同时进行，一旦变速器的复位完成，驾驶人就有可能要起动发动机，为了避免发动机转速飙升，不允许在节气门主动自学习时起动发动机。因此，必须在变速器复位完成前完成节气门最大/最小值的自学习。一旦驾驶人要求起动发动机，立刻停止节气门的主动自学习。

加速踏板的自学习方法与上类似。但为了防止踏板信号电噪声等的影响，对加速踏板最小值的自学习过程要慎重，每次只做小量变化的学习，以保证学习到的值不低于实际值，否则在未踩加速踏板时，当加速踏板信号大于最小值，系统会认为驾驶人在踩加速踏板而导致误动作。为了安全，应在学到的最小值的基础上再加一个安全值作为使用的最小值。加速踏板最大值的自学习可在下线自学习时或现场维修时由驾驶人配合自学习程序一次学到位，而不使用主动实时自学习的方法。加速踏板最小值自学习的重要性也是远超过最大值自学习的重要性。加速踏板位置百分比的计算必须在实际最大值和最小值之间计算。

12.6 离合器滑摩点自学习（Kiss Point）

离合器从最大开度接合到最小开度，整个行程可能比较长，但离合器真正从不传递转矩到能传递额定转矩的距离并不长。知道离合器接合到什么位

置才开始传递转矩是很有用处的，因为从分离的最大值逐渐接合到开始可以传递转矩点之前离合器的运动是不会对动力链产生影响的，所以系统对接合的行程及速度可以进行任意调整。由于磨损，这个初始接触点的位置是变化的，因此系统有必要对这一点进行自学习。

图 12-1 是离合器自学习的方法之一。在汽车静止状态下，输入轴和输出轴转速都为零，变速杆置于空档，此时使离合器从分离逐渐接合。当输入轴开始旋转时，即认为离合器已经能传递动力。由于处于自由状态的输入轴阻力很小，需要转动它的力矩很小，因此，输入轴从不动到开始旋转的瞬间所对应离合器的位置可以被认为是离合器的初始接触点。

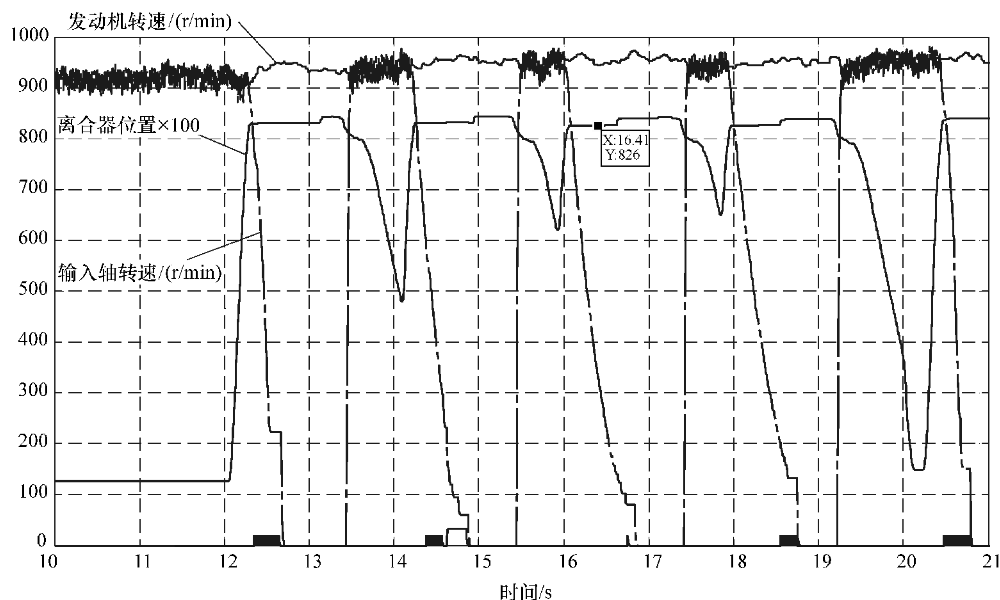


图 12-1 离合器滑摩点自学习示意图

空档时，当离合器慢慢分离，输入轴转速逐渐和发动机失步时，说明离合器已不能传递足够的转矩使输入轴旋转，因此该点也可以被认为是离合器分离接触点。

如果变速器不是在空档，而是在某一档位，那么输入轴和输出轴就已经连在一起。输入轴开始旋转的位置和开始失步的位置都和输入轴输出轴的负载有关系。负载变化，开始旋转点和开始失步点都会变化。在挂好档但汽车

还静止的状态下，当离合器能传递的转矩大于输入轴的负载时，输入轴开始旋转，输出轴开始加速，车辆开始加速。当不在空档时，输入轴的负载肯定比在空档时大而且也不能简单确定究竟有多大，因为负载大小和载重及路面等因素有关。当发动机转速和输入轴转速同步时，离合器的输出转矩应该等于发动机的输出转矩。

显然，在空档情况下输入轴开始旋转的点比较容易被辨识出来，因而是自学习的最佳点。但这要求有输入轴转速传感器，而很多传统的手动变速器都没有这个传感器，所以能不使用这个传感器最好，但是如果没有这个传感器，就会对同步等控制精度带来不利影响。

12.7 离合器转矩传递曲线自学习

前面多次提到，当发动机施加到离合器摩擦片的转矩大于离合器能传递的转矩时，离合器就打滑（打滑前和打滑后的摩擦系数不一定相等）。开始传递动力和能全部传递额定动力的离合器接合区间是随离合器的磨损、温度变化而移动的。如开始传递动力的初始接触滑摩点能够用上述方法或其他方法准确探测到，剩下的任务就是探测在不同转矩下离合器刚刚结束打滑的位置，即不同转矩下离合器的最小无滑摩点，转矩的变化范围是从零到额定最大转矩。

在没有输入轴转速传感器的条件下，只要挂上档，就可以从输出轴转速传感器上得到输入轴转速。当发动机带动变速器输入轴达到转速同步时，说明离合器的接合程度可以传递现有发动机净输出的转矩，也就是说，离合器在这个接合程度下得到的转矩应该就是该点的最大转矩传递值。如能找到从接近零转矩到额定输出转矩的各点对应的接合程度，就得到了离合器转矩传递曲线（图 12-2）。

离合器控制的品质好坏取决于接合时发动机和变速器输入轴的转速差和离合器接合的速度。不同的速度差，应有不同的最佳接合速度以实现平滑的速差变化曲线。根据离合器位置和动力传递能力曲线，可以准确给出发动机的目标输出转矩而不至于出现不希望的发动机转速飙升或快速跌落现象。

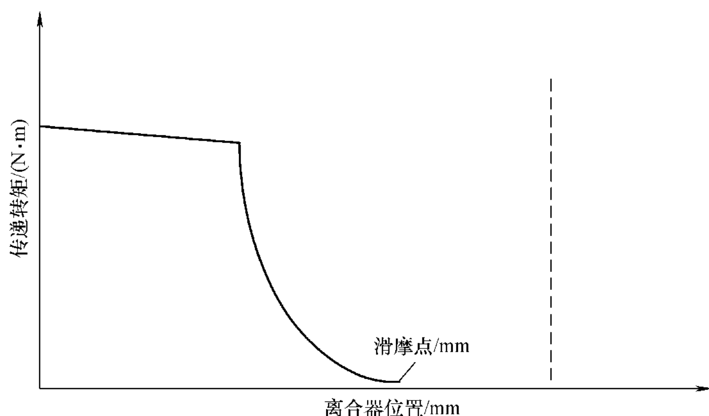


图 12-2　离合器转矩传递曲线

12.8　离合器接合底点自学习

从图 5-3 ~ 图 5-6 等离合器分离特性曲线可以看出，离合器的压盘接触点和分离曲线的拐点是非常有用的两个点。离合器滑摩接触点就处于这两个点之间。学好了压盘接触点和离合器分离曲线的拐点也有助于获得滑摩接触点。

在分离离合器时，最初始的阶段有可能是空行程，驱动离合器分离的力相对较小，离合器分离拨叉一旦接触到离合器压盘，阻力就会增大，这就是离合器接合底点。该点可以被探测出来。当接合离合器时，离合器一旦接合到这一点，离合器的压盘就完全放松了。但是当压盘疲劳变形时，离合器的压盘接触点会产生变化。有些系统可能不存在空行程，它的压盘一直是压着的，离合器完全接合的极限点就是接合底点。这种结构只有到离合器摩擦片严重磨损后才会出现空行程。

为了优化离合器的控制，比如接合离合器时既可以防止撞击又可以避免离合器接合不彻底，可以对离合器接合的底点进行自学习。然后根据学到的接合底点，在到达接合底点前一点控制电动机停止驱动，这样就不会产生撞击，也不会出现机械噪声和机械损伤。

离合器接合底点的自学习可以通过从离合器关闭的极限位置开始，以小 PWM 占空比来控制电动机慢慢分离离合器。在空行程时，小占空比可以移动执行机构，但一旦到达压盘位置，压盘的弹簧力会阻止电动机运动，从而得知压盘的接触点即离合器接合底点。因此离合器接合底点可以通过对离合器执行机构的驱动电动机的电流进行分析而得到。当以固定的速度移动时，通过对驱动电流或单位距离平均电流的大小来辨识空行程和压盘位置。空行程中电流较小，遇到压盘时负载增加，电动机电流会增加，从而找到离合器接合底点。

进行电流比较时要避开电压的影响，还有电动机的起动电流会掩盖住较大运转区域使得空行程小时探测不到或探测错误。这可以用小占空比起动法降低起动电流。如果没有拐点，则认为没有虚位或虚位很小。

除了前面所说的电压变化的影响外，如果空行程沿途有不顺的地方，也可能比较容易堵住而误认为是接合点。车窗自动防夹探测就有这个问题。

如果能准确探测完全接合底点的位置，那么在蠕动和可能熄火时，让离合器预先接合到该点就可以了，而不用接合到最底。这样在要求快速分离离合器时能节省不少时间。和用滑摩点探测离合器摩擦片磨损的情况相类似，也可以通过比较完全接合点后和原先新离合器时的位置计算出磨损量。

12.9 选/挂档位置自学习

和手动变速器一样，AMT 选/换档也是依赖机械装置推动变速器内合适的拨杆来完成的。手动档驾驶人换档时并不需要非常准确地将变速杆放置于某一个位置，而是大体上拨到接近某个位置就可以了，变速杆能通过自身的自锁销定位到准确位置。所以按道理来说，AMT TCU 也无须准确控制选档位置和挂档位置，只要大体上控制到一个区间内，定位销再完成以后的细致工作就可以了。这个所说的区间的长短和定位销、定位槽板的几何尺寸及弹簧力密切相关。

如图 12-3 所示，定位槽板上有定位的凹口，带弹簧的定位销在槽板上滚动或滑动。选档时，当选档电动机驱动拨头杆左右移动时，静止的定位销

上的滚珠就会在定位槽板上滚动。由于槽板的高度变化，弹簧作用到弹珠上的正向压力也就不同。假设定位槽板表面的摩擦系数相等，但在不同的正向压力下，摩擦力也就不同。高处正压力大因而摩擦力大，低处正压力小因而摩擦力小。又由于凹口两侧坡度的不同，作用到弹珠前进方向的分力也就不同。由于这两者的共同作用，使得弹珠上坡时阻力增加，下坡时阻力下降。如果用电动机来推动定位销匀速前进，那么在凹口里上坡时电流必定要比平地大，往凹口里下坡时电流必定要比平地小。利用这个原理，只要坡度和弹簧力合适，就应该能够找出选档定位槽凹口的准确位置。

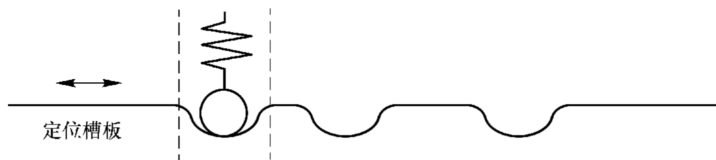


图 12-3 选档位置自学习示意图

选档位置自学习定位的困难一般有三个：定位槽板表面的摩擦力可能不是恒定的；电动机难以控制到恒速前进；传动机构本身的阻力变异比较大。对于第一个问题，只要定位槽板表面摩擦力的变化特性和凹槽的特性有较大不同，那么就应该能够通过特征辨识来滤掉。对于第二个问题，可根据单位电动机功率运行距离来考虑。在恒占空比的条件下，电动机输出转矩的大小取决于电流，运行距离取决于速度和时间。如信号没有延时或两个信号间的相对延时为零，那么用速度除以电流即可得到一个顺畅指数。顺畅指数越大，说明阻力越小，可能是下坡；顺畅指数越小，说明阻力越大，可能是上坡。对于第三个问题，则必须注意电动机以及机械传动机构的阻力。机械驱动机构的传动比都较大，要有比较大的力作用在末端才能反被动为主动去驱动电动机。当电动机的内部阻力（在失电条件下防水轴承、防水套、磁铁的吸力）和齿轮的阻力很小或为零时，定位弹珠在斜坡上的下滑力就可使换档机构在失电情况下自行滑入定位凹槽内，即在驱动电流为零的情况下使定位销自动进入定位凹槽低处。但当电动机的内部阻力、齿轮的阻力大于定位销在斜坡上的下滑力时，换档机构就不能在失电情况下自行滑入定位凹槽

内，而是要有一定电流驱动进入定位凹槽低处，但这个电流会比较小。至于电流小多少，就取决于定位销弹簧强度和斜面的大小。理想的情况应该是定位销弹簧的下滑力远大于电动机和传动齿轮形成的阻力，可以使定位销自动滑入定位槽底。弹簧力越大，斜坡越陡，就越易自行进入定位凹槽。但是定位销弹簧强度和上行斜面所需的力是设计中要考虑的限制值，弹簧力越大，斜坡越陡，凹槽上坡时电动机所需提供的动力就越大。合适的弹簧力及凹槽斜坡的坡度能大大帮助自动定位和凹槽的自动探测。从这个角度讲，选档和换档机构不宜使用自锁装置。有机构自锁就无法实现用凹槽来自动定位，只能仰仗控制系统的准确定位来实现选/挂档位置控制。

挂档位置和选档位置的自学习中有很多情况是类似的，但是有一点极不相同，那就是除了定位槽、定位销及电动机驱动机构外，还有变速器内部的同步器和滑齿套。在换档时，挂档电动机的运行阻力除了定位销的阻力外，还增加了摘档力。一开始摘档力会比较大，一旦开始滑动摘档，阻力就大大减小。当摘完档而到达空档时，挂档电动机只有像选档电动机一样的摩擦力了。如果无须选档，那么挂档电动机立即进入同步阶段。同步力的大小取决于输入/输出轴的速差、同步器的质量和控制电机的 PWM 占空比。如要急速同步，PWM 的占空比大，同步电流可能很大。同步完后就进入挂档阶段。挂档力的大小取决于输入/输出的相位差以及 PWM 的占空比。一旦锥齿插入齿套，挂档力就立即下降。摘档初期、同步和挂档初期的力远远大于定位销和定位槽板的阻力。这就使得通过凹槽来辨识和自动定位比较困难，然而通过到达空档时的小电流来探测到达空档的位置倒是相对容易。

另外一种自学习方法是将选档机构运转到两个运动方向的最顶端，然后逐步移动选档机构并不断尝试挂档，看什么时候能够挂进档，这样就学到了选档位置。另一种方法是，电动机带动拨叉挂档到底，并做短时间堵转（以防没有真正挂档到底和防止反弹），然后慢慢减少电流撤掉堵转力，让滑齿套和拨叉回到静止的稳定位置。读取该点的数值，这就是真正的选档位置。这里还要考虑的是虚位的影响。

当学到挂档极限点后，实际换档时不一定要挂到极限点，只要保证不脱档就行。当然挂档到底可能是到达换档机构的位移限位点，也可能是到达变

速器内部拨叉的限位点。究竟是哪一个限值点必须从机械机构设计上确定。

12.10 发动机响应特征自学习

当给发动机同一个输入信号，如节气门开度或转矩请求（CAN 通信系统），不同发动机的响应可能不同。即使是同一个发动机，在不同温度、不同燃油、不同行驶里程下的响应也可能不一样。除了其中一些变化能够补偿外，大部分情况要靠 TCU 自己来适应，即必须自行学习，根据具体情况调整控制参数来适应。

在发动机运行过程中，有很多机会进行自学习，尤其在换档过程中的几个关键状态，可以进行统计学习。比如在换档时的降矩和升矩过程中，发动机实际输出转矩值和请求指令转矩值之间的时间差和绝对值差的大小都不是固定的数值。再有，分离离合器时，若发动机转速飙升或由于减少发动机动力而迅速下跌，则可能是发动机转矩控制和离合器分离速度的匹配不合适造成的。在不同档位下以不同的补偿量对其进行校正即可使发动机转速接近理想值。在接合离合器和恢复动力时，动力链的抖动也可通过减缓离合器的接合速度来进行自动补偿。另外，在离合器分离后，发动机速降快慢的规律，将在后叙章节中介绍。

12.11 分离离合器控制自学习

在分离离合器时，发动机转矩控制和离合器分离速度的控制必须密切配合。配合不好就会出现发动机转速飙升轰鸣或发动机拖住汽车而产生点头的顿挫感。可通过分离离合器时发动机的转速变化和输入轴转速变化来学习和调整离合器分离速度或控制发动机输出转矩的大小。

如图 12-4 所示，换档状态 1 为分离离合器；2 为摘档；4 为同步。从图中可以看出，输入轴转速在分离离合器时明显下降（A 区），而在摘档时又明显上升（B 区）。在完全摘档前，输入轴的速度变化直接体现到车速的变化。摘档后，输入轴的速度衰减（C 区）快慢说明了输入轴的阻力大小。

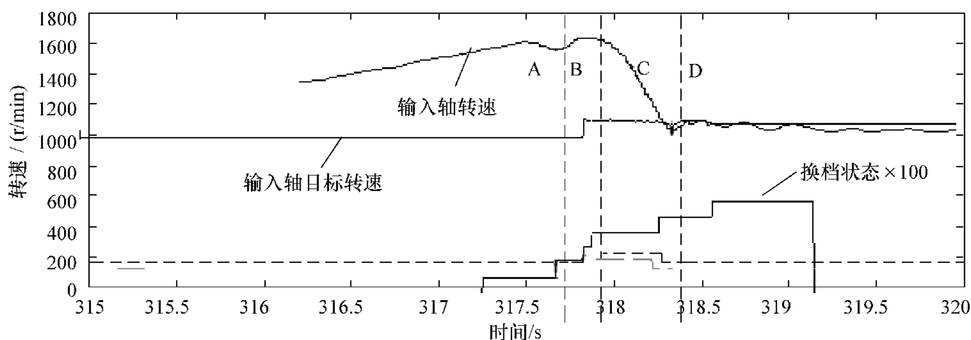


图 12-4　分离离合器自学习

这些信息可以加以利用。若摘档前输入轴降速严重，则说明发动机转矩降得太快，离合器打开得太慢，下一次换这个档时就可以加以调整。这样系统就会自行完善，越来越好。

12.12　发动机转矩恢复控制自学习

在接合离合器时，发动机的转矩控制和离合器接合速度的控制必须密切配合。配合不好也会出现发动机转速超高或发动机拖住汽车而产生顿挫感和动力链振荡。可通过接合离合器时发动机的转速变化和输出轴转速（图 12-4D 区）变化来学习和调整离合器接合速度或控制恢复转矩大小。这和降矩时的自学习方法相同。

12.13　节气门拉索虚位自学习

在 AMT 执行机构的有关章节中曾说过，机械传动机构几乎都存在间隙，这就造成有虚位死区。所以会出现虽然传感器的数值相同，但机械位置未必相同的问题，尤其是正转和反转相接的两种情况。这就会给选档、换档、离合器的位置控制带来困难。解决的办法是分别设置和学习正反转两个方向的目标值，加以分别对待。

对于使用节气门拉索机构的 AMT 系统，其节气门拉索机构也存在虚位，

即节气门拉索机构在一定范围内动作，但发动机没有反应。节气门虚位太大会造成节气门跟踪出现死区和性能下降，这个问题在加速踏板一会儿踩下、一会儿松开的情况下更突出。虚位太小意味着拉索绷得很紧，可能导致在驾驶人不踩加速踏板的情况下节气门实际没有关紧。节气门拉索虚位的自学习可以通过被动自学习和主动自学习来完成。被动自学习是在运行过程中满足一定条件的时候学习。主动自学习发生在发动机起动后，但在起步前就慢慢驱动节气门拉索直到发动机增速。在发动机刚刚增速的瞬间所对应的节气门拉索位置便是节气门拉索虚位值。当节气门拉索机构分离速度太快时，学到的节气门拉索虚位会比实际值大。图 12-5 是一个拉索机构虚位自学习的实例。图中节气门拉索位置逐渐上升，发动机转速不变。当到达 9% 左右时，发动机转速急剧上升。在转速刚刚上升点就是虚位结束点。该点才是节气门真正的零开度点。TCU 一旦探测到发动机转速变化后就放松拉索。测试几次后取一下平均值，就完成了自学习。

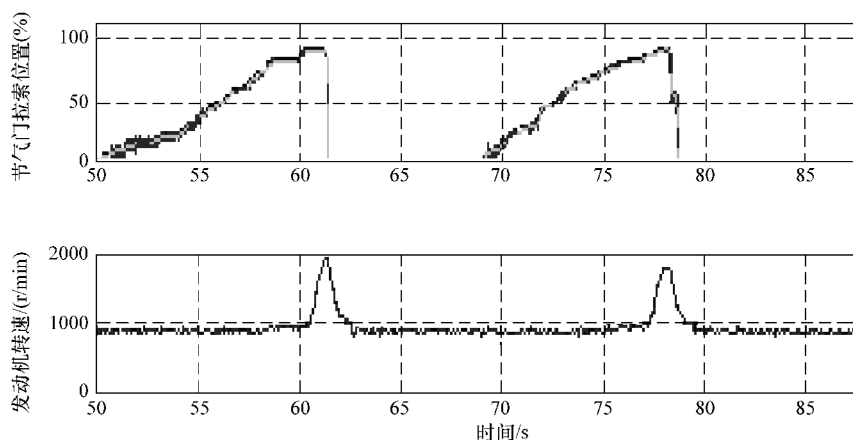


图 12-5　节气门拉索自学习

12.14　输入轴运动特性自学习

在空档时使离合器接合后，输入轴就和发动机同速旋转，即在怠速下旋转。但要挂到 1 档或倒档时，都要先分离离合器。当离合器分离到一定程度

时，离合器不能传递转矩到输入轴，所以输入轴便开始自由降速。由于此时是空档，滑齿套齿轮没有啮合上，只有输入轴的机械机构在做减速运动。减速的速度和输入轴的等效质量、初始速度、轴摩擦力、变速器油黏度、液面高低等有关。这可以用一个数学模型表达出来。模型中的系数可通过图12-6所示的通过多次试验得到的输入轴自由降速曲线确定。

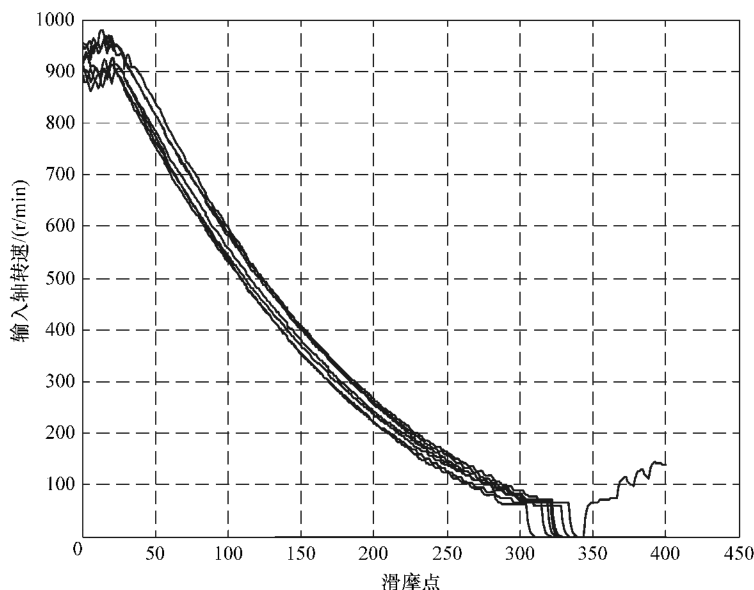


图 12-6　离合器输入轴自由速降分析

从这些曲线里能学到的变量包括有：

① 离合器失步点：在离合器的该点位置，离合器不再能驱动输入轴同步。

② 输入轴旋转阻尼系数：阻尼系数越大，速度下降越快。掌握这个自由降速规律对加快同步过程很有帮助。

对于电动车系统也可以测试电动机在自由状态下自由减速的特性。当特性差得离谱时，可能说明传动系统有机械问题，比如轴承磨损或缺润滑等。

12.15 起步阻力自学习（Bite Point）

车辆从静止到移动，必须对车轮施加驱动力。动力有经离合器传递过来的发动机动力，也有路面坡度引入的重力。假设路面水平，那么作用到车辆的驱动力只有经离合器传递过来的发动机驱动力。发动机输出力减去离合器滑摩消耗的力和动力链的摩擦力就是作用到车轮上的纯驱动力。使车辆刚刚开始慢速移动时的纯驱动力就是车辆起步所需克服的阻力，这就是所谓的动车点（Bite Point）。

这个力的大小和路面坡度、路面质量和车辆重量有很大关系，所以该点的实用性比较差。但是在规定的平坦路面上进行测试可学习到一个离合器位置起步参考点。

12.16 执行机构初始位置自学习

为了降低成本，很多 AMT 执行机构不再外加位置传感器而是在电动机内应用成本很低的霍尔脉冲式传感器。电动机每旋转一圈，传感器发出一定数量的脉冲。通过对脉冲的计数就可以知道电动机的速度和相对位置。对于 TCU 的准确位置控制来讲，相对位置是没有什么用处的，TCU 需要的是绝对位置。当然，如果知道电动机的起始位置，也就可以知道每一个瞬间的即时绝对位置。所以，初始位置自学习是有必要的。

初始值的自学习就是将机构运行到一个已知参考点，如某端点，将该端点设为一个起始位置数据，比如零，然后对传感器发出的每一个脉冲进行记数并知道它的运动方向，即可准确得到它的绝对即时位置。

注意，电动机会正反转，要根据正反转准确对脉冲计数进行加减。任何加减误差都会造成积累误差。为防止积累误差，可进行一定间隔的重复自学习。

12.17 执行机构电动机温度自学习

正如前面所介绍的，AMT 执行机构的驱动电动机会受温度的影响，如效率、输出转矩甚至寿命。所以对电动机的温度进行监控是很有必要的。但是每个电动机都加装温度传感器显然会大大增加结构的复杂程度，也会增加成本，所以通常使用间接测量或计算法。在第 13 章中将介绍用热输入/热输出法计算电动机温度，这里介绍用电动机电流来计算电动机温度的办法。

当温度变化时，电动机绕组的内阻会随温度的变化而变化。在电源电压不变、PWM 占空比不变的情况下，电动机两端的电压也应不变（忽略导线电压降落），所以电流的变化只是随负载、转速或电阻的变化而变化。如果电动机堵转下电流发生了变化，那基本上只有电动机电阻发生了变化这一种可能，所以通过检测堵转条件下的稳态电流就能计算出电动机的温度。即使占空比变化，也同样可以估计出电动机的实时温度。

12.18 温度自适应

车辆的运行环境是比较恶劣的，AMT 系统必须能在 -40 ~ 125℃甚至更冷或更热的极端环境中正常工作。这个温度变化不止来自于大自然的气候变化，还有车辆本身工作发热、冷却等变化，以及器件摩擦、导体、半导体电损耗发热等导致局部温度变化。温度对 AMT 和汽车中的很多其他零部件、材料都有影响：

① 所有材料的热胀冷缩。

② 润滑油流动性变化。

③ 磁性材料的磁性变化。

④ 导电材料的电阻变化。

⑤ 电子器件的特性变化。

⑥ 弹性材料的弹性变化。

⑦ 电池等电压源特性的变化。

如果能测量温度并且知道这些自适应参数随温度变化的规律，那么就可以预置好这些参数（跟随温度调整）。如果 TCU 和 ECU 有通信功能，则可由发动机的进气温度知道外界温度，由发动机冷却液温度知道发动机及其舱内的温度。新能源车一般都有通信功能，所以电动车和混合动力车中电池包的温度、牵引电动机的温度等，都是可以通过 CAN 总线得到的非常重要的温度信息。还有 12.17 中说到的可以通过电流法估算 AMT 执行机构电动机的温度。基于这些温度信息加上车辆的行驶速度、导体电流、执行器运行等信息，即可以估算其他部件的实时温度。除了前面提到的这些温度，变速器的温度也很关键，因为它们关系到 AMT 执行机构的运动是否顺畅，润滑是否充分。

为了了解温度对执行机构的直接影响，可对 AMT 执行机构在不同温度下对应的换档执行时间进行比较。方法：先将装有 AMT 执行机构的变速器放入温箱，调节到所需测试的温度并保持足够的时间。然后用同样的电源电压、同样的 PWM 占空比去驱动执行机构的电动机，记录有关数据并进行比较分析。下面是 AMT 执行机构在不同温度下进行测试的一些结果数据：

先以分离离合器为例，在温度分别设置为 14.5℃、－10℃、－20℃、－30℃、－40℃，并让变速器放置足够时间使温度均匀稳定后，采用电源电压为 12V、PWM 占空比为 78% 的相同驱动方法驱动某离合器执行机构执行分离离合器的动作。实时记录分离离合器时的位置即得到图 12-7 所示的曲线组。

从图 12-7 可以看出，离合器逐渐分离，位置值逐渐增加，但在不同温度下，到达位置顶点的时间不一样。温度为 14.5℃和－10℃的时间比较接近，但当温度更低时，变化就越来越明显。当温度等于－120℃时，分离时间达到 14.5℃时的 2 倍多。

图 12-8 是不同温度下接合离合器的时间图。其结果和分离离合器类似。

对于选档，用同样的方式去驱动某选档执行机构，但是占空比较小，只有 39%。其位移、时间和温度的关系如图 12-9 所示。在这个测试中，－40～－20℃的特性曲线比较接近，和离合器的情况很不相同。

图 12-10 是在不同温度下挂档的时间比较图。从图 12-10 可以清楚看

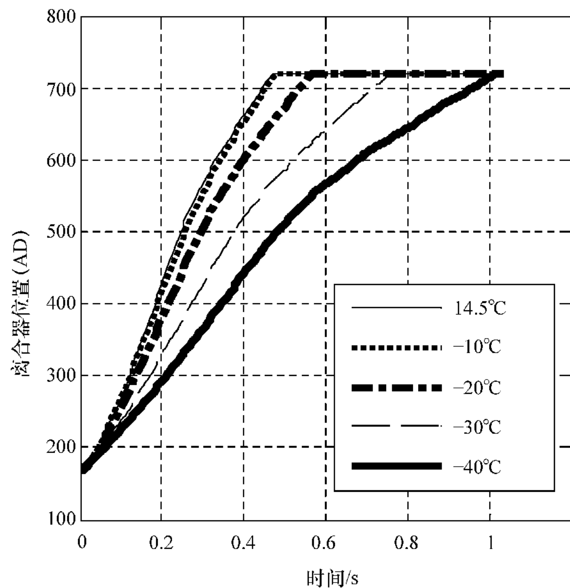


图 12-7　在不同温度下离合器位置和时间的比较（200PWM）

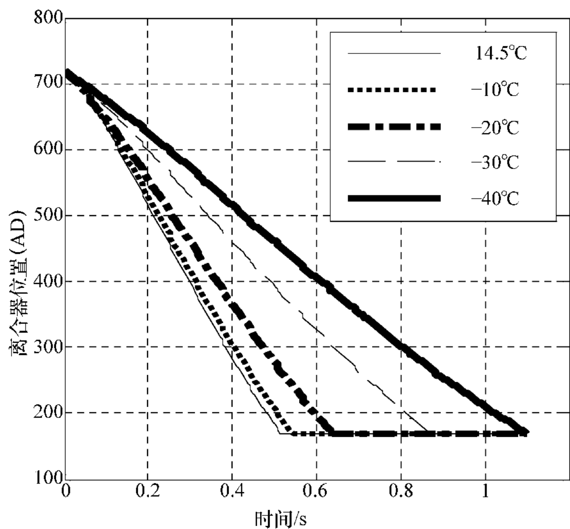


图 12-8　在不同温度下接合离合器的时间（150PWM）

出，在 −40℃情况下，挂档特别困难，时间特别长。

图 12-11 是在不同温度下打开节气门的时间比较图。从图 12-11 中可以

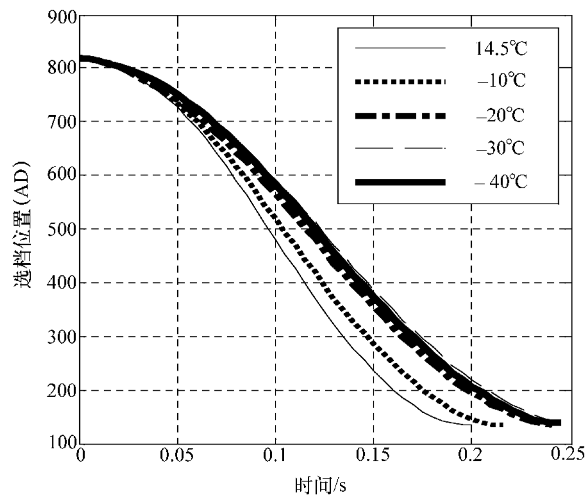


图 12-9　在不同温度下位移、时间和温度的关系（100PWM）

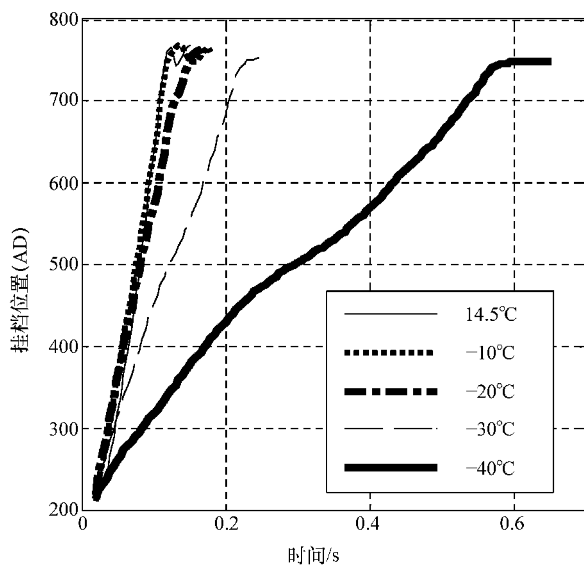


图 12-10　在不同温度下挂档的时间比较（130PWM）

清楚看出，在 −40℃情况下，打开节气门的时间特别长。

图 12-12 是在不同温度下关闭节气门的时间比较图。从图 12-12 可以清楚看出，在 −40℃情况下，关闭节气门的时间特别长。

图 12-13 是在 −40℃条件下，测试挂档、摘档的数据曲线。从图 12-13

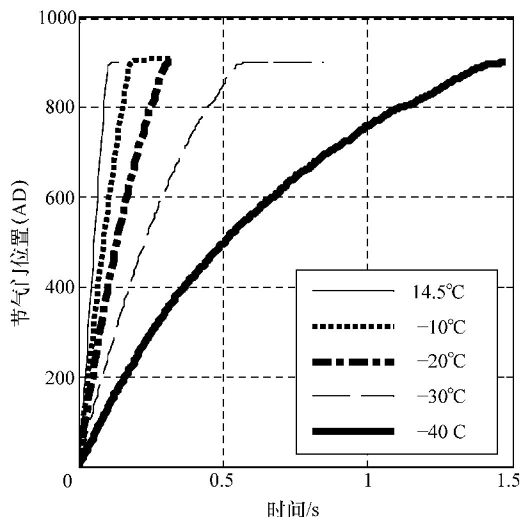


图 12-11　在不同温度下打开节气门时间比较（150PWM）

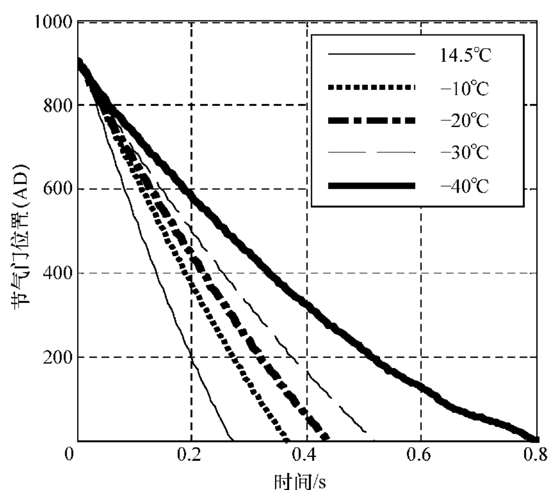


图 12-12　在不同温度下关闭节气门的时间

中最上面的 PWM 占空比曲线可以看出，控制器重复地以 70% 占空比驱动电动机挂档和摘档。从图 12-13 中最底部的挂档位置曲线中看到的位移数值不断增加部分是挂档。位移数值下降部分是摘档。从图 12-13 中部的电动机电流曲线的电动机电流可以看出，电动机挂档到底后电动机保持堵转，堵转电

流是最大电流，最大电流的总趋势是在下降。图 12-13 中第一次挂档的电流峰值为 28.29A，而图 12-13 中最后一次挂档的电流峰值为 21.61A，相差为 6.88A，约降低 24%，幅度降落相当大。此中电动机温度的变化对电流大小起了很大作用。

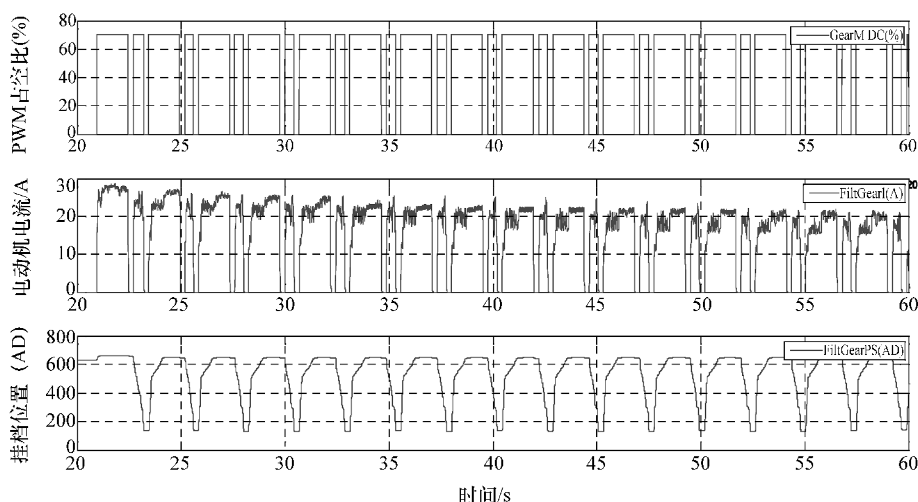


图 12-13 －40℃下重复挂档和摘档试验

如果将图 12-13 中每一次挂档的位移曲线重叠起来，就可以得到图 12-14。

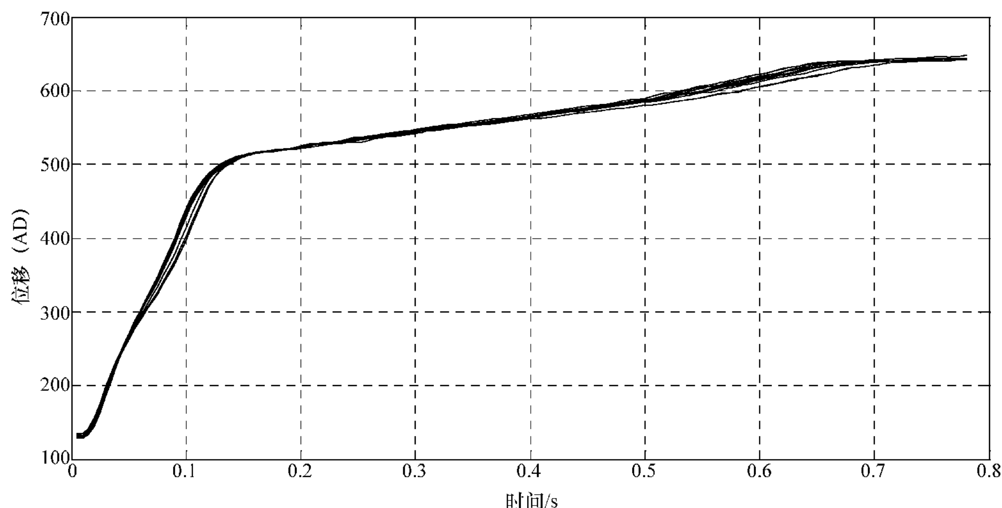


图 12-14 －40℃下重复挂档时间比较

从图 12-14 可看出，所有挂档位置曲线基本重合，所以挂档时间基本相同。和图 12-13 进行比较可以看出，虽然电动机电流小了，电动机的驱动转矩小了，但是挂档时间并没有因此而延长。这说明随着搅拌次数的增多，换档机构的润滑得到了改善，每次挂档所需的能量相对小了，这刚好弥补了电动机由于发热而失去的动力——这是一个巧合。另外值得关注的是挂档位移曲线分为两段：开始快速移动 365 个 AD 单位只花了约 120ms；然后很慢移动约 145 个 AD 单位，却花了近 600ms。快的部分是挂档的机械通过虚位的过程，慢的部分才是齿套的真正啮合过程。

在低温下离合器的分离和接合也可用同样的方法来分析。测试结果表明，第一次分离离合器所用的时间最长，随后会逐渐缩短。这说明，离合机构经过多次活动后，会越来越容易分离，第一次分离是最难的。这告诉我们，在第一次启用离合器的时候，需要多加力。

了解了温度对 AMT 的影响后，就可以采取措施补偿温度带来的不利影响。比如，在低温时，必须加大占空比来获得需要的电动机输出转矩，以克服增加的阻力。在低温时，可先让离合器和选/换档执行机构活动活动，以减少其阻力。当然，如果在发动机起动前活动，则这些机构会耗掉一定的电池能量，有可能导致无法起动发动机。在发动机刚起动后就活动这些执行机构，也有可能导致怠速不稳，甚至熄火。发动机运行之后，AMT 执行机构的温度一般会自然提高的，所以这要看实际运行情况来决定活动时间。还要注意：在低温下行驶，风的冷却作用很大。

12.19　自学习值的保存和应用

断电时，如新的自学习的值与原值有比较大的差异，应写入可保存的非易失固定存储器（NVM），如 EEPROM。如变化较小，就不写入以免把 NVM 存储器写坏，因为现在的 NVM 都有一定安全写入次数的限制。每一次上电启动时，应先读取原有的自学习值以取代软件的预置值。若 NVM 损坏，则不能用上次自学习的值而只能用软件的预置值，所以软件预置值也必须尽可能准确。

常见的NVM有ROM、EEPROM和FLASH等。ROM不能随机擦除和重新写入，不能用于保存自学习值。EEPROM是比较理想的实时记录这些重要数据的存储器，即使断电，数据也不会丢失。有些MCU本身不带EEPROM，因此需外接EEPROM芯片，但多数MCU芯片本身带有EEPROM。EEPROM的读写次数通常也是有限的，使用次数太多，会使写数据的时间延长，所以软件必须限制写入EEPROM的次数。对于不带EEPROM的MCU，可将FLASH当作EEPROM来使用。

12.20 问题思考

① 对驾驶人的驾驶习惯进行自学习有什么好处？
② 如何辨别自学习学到的值是正确的还是错误的？
③ 如自学习学到的是错误的值，对AMT有什么影响？
④ 如何对换档冲击进行自学习？
⑤ 如果存储自学习值时，TCU失电怎么办？
⑥ 如何对自动起步进行自学习？
⑦ 为什么没有必要对路面摩擦系数进行自学习？
⑧ 如何对车载质量进行自学习？
⑨ 还有哪些可以自学习并对AMT控制有帮助的参数？
⑩ 如何利用大数据和移动互联网对路面进行自学习？

第13章 自 保 护

为了系统的安全，AMT 应有完善的自保护功能以免发生不必要的故障。从 TCU 的硬件上要做到输入电源有反极性保护、浪涌电压保护和短路保护，输入电路有过电压保护。电动机驱动芯片有过电压、过电流、过温保护等。下面主要就 AMT 控制系统在软件上必须增加的保护功能做些探讨和说明。

13.1 过高电压保护

在正常情况下，车辆不会出现过电压情况，但是在某些特殊情况下，有可能因为误操作导致系统过电压，如 12V 系统的车辆装上一个 24V 电池，又如充电时选错按钮接上了高充电电压。无论是哪种情况，TCU 都应该能尽可能保护本身不受损坏，在有些情况下，还应给驾驶人发出警示。

TCU 通电后，TCU 会一直对外接的电池电压进行实时监控。但驱动电动机的电源电压一般都是直接通过熔断器连接到电池的，这样一旦开通电动机，就可能造成过电流或过电压。在这些情况下，宜关闭电动机驱动电路，关闭 TCU 输出的直流电源（如 5V 和 12V 直流电源等），以减少 TCU 内 DC－DC 电路的功率负荷。等电压恢复到正常值范围后，再自行接通。TCU 可以承受较高的电压，当输入电压高过 TCU 允许的最高电压时，TCU 应主动断开主电源继电器（切断 TCU 的供电）以保护 TCU。这虽然会造成熄火和停车，但总比毁坏 TCU 要好。

在遭遇雷击时和车辆甩负荷时，电路系统出现的浪涌电压也会对 AMT 系统造成破坏，但通常时间短。在这些情况下，TCU 无法通过软件采取措施应对，只能在硬件设计上保证安全，还要采用快速熔断器防止任何半导体元器件破损（变成导体后短路）而引起火灾。要杜绝一切引发火灾的可能性。

13.2　欠电压保护

在许多情况下，车辆电池会出现电池电压过低的情况，如：电池破损，冬天电池失效，车上发电机不工作以致电池不能充电，长期不使用汽车，频繁起动等造成电池过度耗电等。在某些特殊情况下，误操作也可能引起系统欠电压，如24V系统的车辆被安装上一个12V电池、关闭发动机后钥匙没有拔出仍在上电状态、熄火后忘了关前照灯等。无论哪种情况，TCU都应该尽可能保护自己不因电压太低而导致误操作。

TCU可以在较低电池电压下工作，TCU本身需要的能量比较小。但是几个驱动电动机的电源电压一般都是直接通过熔断器连接到车载蓄电池的，如果TCU通电后去驱动电动机，电动机就不一定能驱动机械执行机构，从而造成堵转，形成大电流，进而加剧电池电压降低。在这种情况下，宜关闭电动机驱动电路，关闭外接的输出电源（如5V和12V电源等），以减少TCU内DC－DC电路的功率负荷并向驾驶人发出警示，等电压恢复到正常值范围后再行接通。TCU需要一直对外接的电池电压进行实时监控。当电压太低时，TCU也不工作而由复位电路（Reset）自行关闭。要防止关闭后电池电压恢复上升，继而重新启动TCU形成启动自循环。

13.3　电动机过电流保护功能

TCU驱动AMT执行机构电动机的驱动芯片一般有过电流保护功能，可以保护芯片本身，但保护不了电动机。长时间大电流通过电动机，会使电动机过热或着火，所以对电动机的保护是必要的。当电动机电流大于某一值并超过一定时间时，应切断电源并报警。电发热量为I^2rt，其中r为电动机内阻。所以，延迟报警的时间（t）应和电流（I）的平方成反比。电流越大，等待报警的时间必须越短，电流小时，等待报警的时间可以长些。

AMT的导线应按最大电流值来选型，以免烧熔或着火。熔断器是最后的一道关卡。通用的熔断器熔断时间比较长，常有一些器件由于过电流而损

坏了，但熔断器仍未烧断的情况，所以 AMT 系统应选择快速熔断器，以达到应有的保护效果。

13.4 电动机过热保护功能

AMT 执行机构上的电动机过电流保护可以在一定程度上防止电动机发热，但过电流保护只是单事件的保护，没有考虑热积累，而过热保护则需要考虑热积累。

在 AMT 的几个驱动电动机中，挂档电动机和离合电动机的负荷较重，当执行机构无自锁时尤甚。在无自锁情况下，在蠕动、踩制动踏板停车状态以及换档过程中，离合电动机都必须处于工作状态，因此电动机的工作时间较长，发热会比较严重。

电动机的发热源来自几个方面：气候、发动机、变速器和自身。气候可在 -40 ~ +45℃之间或更恶劣的范围内变化。变速器的最高温度可达 120℃甚至更高，由于 AMT 执行机构和变速器紧密相连，变速器的温度对 AMT 驱动电动机的温度有很大影响。电动机自身发热源于电动机的铁耗、铜耗和机械摩擦（轴承和油封等）。铁耗主要是 PWM 中的谐波和旋转磁场在电动机铁心中产生电磁涡流。PWM 占空比较小时的交流分量比例加大，电磁涡流损耗增加。铜耗主要是电动机绕组的电阻产生的损耗，电刷与整流子之间的接触电阻也可产生大量热能，尤其是电感产生整流子接触火花引起的热损耗不可忽视。

绕组导线的电阻加上电刷的接触电阻统称为电动机的内阻。这个内阻产生的热量会引起电动机温度上升。电动机的温度可以用传感器来测量，但为了简化系统，降低成本，可以用第 12 章中提到的堵转电流测量法间接计算电动机温度，也可用热移动来估算：

内阻产生的热量 $= i^2 rt$。

式中，i 为电动机电流值；r 为等效内阻值；t 为时间。

当周围温度高于电动机温度时，电动机变热；当周围温度低于电动机温度时，电动机散热。散热速率和温度差有关，和汽车的运动速度有关，当然

和电动机的位置及形状等也有关。行驶中通风越好，散热冷却越好。

产生的热量和散去的热量之差和电动机本身的热容量大小决定了电动机温度的升降。

当发现电动机过热后，可采取措施减轻电动机负担，让其停止工作或少工作，使电动机降温，如减少或停止换档，减少或停止滑摩，停车时强迫挂到空档接合离合器等。

对于没有自锁离合器的系统，离合器执行电动机的发热情况会更严重，所以要避免在红灯或堵车情况下一直踩制动踏板而使离合器长期分离而过热。根据电动机的工作状态，TCU 可以实时地估算电动机的温度，在超温时自动换档到空档而释放离合器，这样离合器电动机就可以停止工作而散热。当驾驶人松开制动踏板实施自动起步时，TCU 再换到 1 档自动起步。为避免在温度保护线上来回切换，应在进入和退出过热保护之间设置缓冲区。

13.5　离合器过热保护功能

当离合器没有完全接合或完全分离时，还有转矩从变速器的一端传送到另一端，此时就会发热。发热的大小取决于所传递转矩 T 的大小以及变速器的速差大小，即为 $T|n_{in}-n_{out}|$

当温度超过一定值时，离合器摩擦片就可能烧毁，所以必须予以热保护。为了降低系统成本，离合器的温度不是通过传感器直接测量而是通过上述式子以及散热情况估算而得。

当估算的温度超过预定的保护温度时，TCU 应该采取措施进行保护。当温度降低到允许值之后可恢复原先功能。保护的方法和 AMT 执行机构驱动电动机过热的保护方法类似，就是不用或少用离合器，如采用无离合器换档法，就不存在换档时离合器过热问题。

和电动机的过热保护相类似，少用离合器就是少换档和少工作在滑摩区。如何做到少工作在滑摩区呢？只有加快离合器接合和分离的速度。如果能在瞬间完成完全接合或完全分离，那么就不存在滑摩状态。当然在实际情况中不可能做到，因为每一个动作都需要时间的，而且时间短了就可能会带

来较大机械冲击。为了保护离合器，牺牲舒适性也是有必要的无奈之举。

和 AMT 执行机构驱动电动机过热保护一样，为避免在温度保护线上来回切换保护功能，应在进入和退出过热保护之间设置缓冲区。

13.6　同步器的保护

升档时，输入轴需要减速以和输出轴同步，输入轴的自身摩擦力会使输入轴自然减速，同步器的作用是加快其减速。

降档时，输入轴需要增速以和输出轴同步，输入轴自身的摩擦力会使输入轴自然减速，这和我们的需求相反。此时同步器的作用是克服输入轴的自身摩擦力并施力使其加速。因此，同步器要做更多的功。在 KD 时，如从 5 档一次下降到 2 档，输入轴速度要从较低速度一下提高到很高速度，同步器要做的功就更多。

同步器的保护作用和离合器的保护作用类似。不同的是同步器体积比较小，热容量很小。能承受的摩擦功很小，稍微超过它允许的功率就会导致同步器烧毁。过大功率同步就可能造成同步器过热，因此要检查厂家对同步器热耗的承受能力。

同步器磨损后会打滑，从而丧失改变输入轴转速的能力，因此要尽量保护同步器。同步器失效后的直接反应是换档时打齿，尤其是降档时打齿和挂不进档。

13.7　变速器过热保护模式

机械变速器的传动效率是很高的，但毕竟不是 100%。损失的功率最终变成热散发出来。损失越多，发热越严重。在大功率负荷情况下，高效的变速器也会有较大的损耗，因为即使小比例的损耗也会有较大的能量损失。在故障模式下，发热可能会更严重，如轴承磨损、漏油或断齿等。所以，AMT 系统应有变速器过热的保护模式。

变速器的温度可以通过温度传感器探测出来。当变速器油温高于某一设定值时，即启动过热保护模式。

上面说到，功率大时，变速器的发热更严重，那么变速器发热严重时应减少输入转矩，如跛行回家。更严重时，应挂空档和分离离合器降温。

13.8　驾驶人误操作保护

凡是由人执行的任务就有可能出错。有些错误不会带来什么不良后果，但有些错误却可能有致命危险。所以，不管驾驶人是有意的还是无意的误操作，TCU 要尽可能防范驾驶人犯错。当然，误操作不一定都是驾驶人执行的，如小孩玩耍、器物碰撞或故障造成一些误操作。TCU 要对所有操作进行分辨，如不合理就拒绝执行并对驾驶人发出警示。典型的危险操作有：

① 不踩制动踏板起动发动机。

② 不踩制动踏板挂入前进位或倒退档。

③ 车子没有停住就从前进位换成倒车位，或从倒车位换成前进位。

④ 在运行中，既踩制动踏板又踩加速踏板。

⑤ 在高速运行中，放空档滑行。

⑥ 发动机进入高速危险区。

⑦ 发动机进入低速不稳定区可能导致熄火。

对这些危险操作，AMT 都不应该予以响应。在手动模式中，当发动机转速进入危险区，AMT 将自动换档以保护发动机和防止熄火。

当然，AMT 无法防止驾驶人所有类型的误操作，如违章驾驶等，目前 TCU 还无法防止。

13.9　问题思考

① AMT 车如何防盗？

② 如何确定 AMT 车的最佳蠕动车速？

③ 如何确定执行机构的参数，如电感、惯量、阻尼、弹性等？

④ 在车祸时，AMT 系统如何进行自我保护？

⑤ 驻车时，变速器最好挂在哪个档位？为什么？

⑥ 在同步器损坏之后，有没有其他办法继续同步？

第14章 故障自诊断和故障处理中心

AMT 系统的零件很多，每一个零件的故障都会影响汽车的正常运行，因此对 AMT 系统的设计和生产都必须严格要求，把故障出现的可能性压缩到最小。除此之外，系统的实时自诊断和故障处理也是十分重要的，万一有故障，最好在故障出现之前或刚刚出现之时，系统就能快速准确发现并采取最佳措施帮助驾驶人处理问题，以免事态的进一步扩大。

从故障的成熟程度上讲，故障有四类：怀疑故障、现有确认故障、前一次运行故障和历史故障。对怀疑故障，除继续诊断外，系统可以不采取应对措施。对现有已确认的故障，系统必须要根据具体情况采取措施以确保损失最小，并记录所发生的故障及其相应状态以便检修人员快速维修。现有已确认故障既要保存在 RAM，也保存在 EEPROM 里，一旦停电，RAM 里的信息就全部消失，但 EEPROM 里的信息会一直保存直到外程序删除，前一次运行中故障和历史故障都保存在 EEPROM 里。当现有故障的故障状态消失时，现有确认故障也消失，但保留的记录不消失而成为历史故障。现有故障和前一次运行故障有利于帮助发现和解决最新的问题。

为了帮助快速检修，除了记录故障码以外，还需记录故障码出现前和出现瞬间的相应工作状况。由于要记录故障码出现前的状态，这些状态就必须在 RAM 里不断记录和更新，一旦出现问题，就在合适的时间里将所记录的信息写入 EEPROM。记录信息会遇到两个问题：存储器容量和写入时间。如 16 位 MCU DJ64 只有 4K 字节的 RAM、1K 字节的 EEPROM。其他许多的主芯片存储器容量会大些，但所存数据的数量都是有限的。

14.1 AMT 系统故障码表

为了便于区分不同故障和便于维修，AMT 也与其他电控系统一样，用不同的故障码来代表不同的故障。故障码的多少取决于系统的复杂程度和分

类的粗细程度。比如 TCU 发现输入轴转速信号不正常，那么用一个故障码表示就可以了。但如想分清是哪个插头出了问题、哪段线束出了问题、TCU 自身是否出了问题、传感器电源是否出了问题或是否传感器本身出了问题，就需要多个故障码来区分。故障分类越详细，维修人员就越容易找到故障源头。

对应每一个故障，TCU 必须有相应的应对措施。

表 14-1 列出了一些常见的故障和处理措施例子。

表 14-1 常见的故障和处理措施

故障码	故障	应对措施		
		故障灯	跛行	停车
T001	档位位置信号故障	亮	是	
T002	离合器位置信号故障	亮	是	
T003	ETC 位置信号故障	亮		是
T004	加速踏板位置信号故障	亮		是
T005	档位电动机故障	亮	是	
T006	离合电动机故障	亮	是	
T007	拉索电动机故障	亮		是
T008	换档器信号故障	亮		是
T009	变速器输入轴转速信号故障	亮	是	
T010	变速器输出轴转速信号故障	亮	是	
T011	发动机转速信号故障	亮	是	
T012	手动操纵减档信号故障	亮	是	
T013	手动操纵加档信号故障	亮	是	
T014	经济/动力模式选择信号故障	亮	是	
T015	巡航模式选择信号故障	亮	是	
T016	制动开关信号故障	亮		是
T017	电动机驱动电源故障	亮	是	
T018	换档失败	亮	是	
T019	离合控制失败	亮	是	
T020	节气门控制失败	亮		是
T021	TCU 存储器故障	亮		是
T022	TCU 故障	亮		是
T023	离合器过度磨损预警	亮		

从安全的角度来看，故障码有三类：第一类是危急类，为了安全起见，TCU 不允许车子继续运行；第二类为危险类，为安全起见但又兼顾到驾驶人的方便，TCU 允许驾驶人慢速驾驶车辆回家或去修理店进行修理，即所谓的“跛行回家”；第三类是警告性的，TCU 只亮警告灯要求驾驶人注意或需要去维修但车子仍可正常运行。

14.2　故障诊断策略

汽车上很多故障都是电气故障，包括控制器。最常见的电信号故障有开路、短路、接触不良、增益变化等。短路有短路到地、到电源（5V、12V……）或短路到某一点。接触不良表现在信号间歇变化和突变。通常需要检查一个信号是否小于最小允许值、大于允许最大值和变化率是否大于可能情况，以确保信号的可靠性。另外，还可以通过几个信号的相关性来核实信号的正确性。

除了探测明显的故障以外，也可以进行在线检测和预报 TCU 的健康情况，如虚位间隙的大小、运动机构移动难易程度、离合器保持力的大小和离合器磨损等。下面阐述几个典型的故障探测方法。

（1）位置信号平稳性

执行机构上的位置传感器应该如实地将位置信息返回给 TCU。如果传感器有故障或没有安装好，就可能出现信号抖动、跳跃，或其极限值和变化范围发生较大变化等现象。极限值和范围变化等可以通过前面介绍的方法检测到，而信号跳变则必须通过新的方法测得。信号变化率是一个很好的检测指标。如果已知信号在增长区，而信号出现负的变化率或者已知在下降区但出现正的变化率都是不正常的。除此之外，如果变化率超出某个预定范围（标定值），也同样不正常。这就是信号不平稳，这就有理由认为信号有问题，需要警示和进行维修。

（2）机构运动难易程度

通过换档时电流的大小和位移的速度计算换档时 AMT 执行机构消耗的能量。机构的瞬间输入功率为电压和电流的乘积。在发动机运行充电时，可

按电池电压为 14V 计算。图 14-1 为某 AMT 系统在低温静态测试中实际换档时选档电动机和挂档电动机的能量消耗计算结果。测试的方式是先从 1 档逐渐升到 5 档然后逐步降到 1 档，再到空档→倒档→空档→1 档的循环测试。从图中可以看出，该测试中每次 2 档升到 3 档和 3 档降到 2 档电流时最大，即阻力最大。而 4 档到 5 档和 5 档到 4 档的换档电流相对较小，即换档比较轻松。利用此原理，可以检测选/换档机构的工作特性和好坏。这在产品生产检测和系统在线监测都是很有用处的。

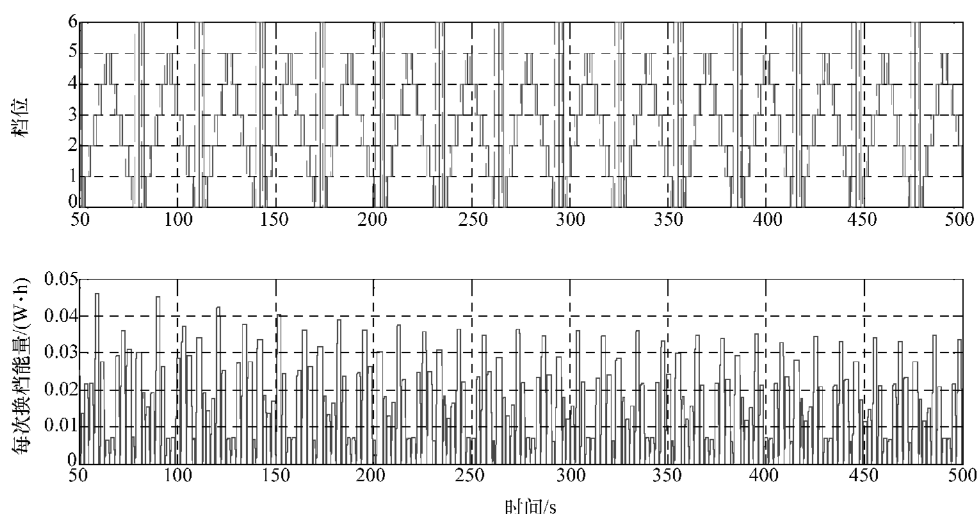


图 14-1　某 AMT 系统在低温静态测试中的换档能耗

从图 14-1 还可以看出，选档、挂档、离合三个执行机构在每次换档过程中的平均能量消耗约为 0.02W·h。但当有卡死现象时，选挂档时间长，阻力大，电流大，能耗可能倍增。阻力范围变化太大会影响控制的稳定性。所以产品出厂时要检测确定阻力不是太大，变化范围也不是太大。在运行中，阻力的变化也应该有一个允许范围，否则有可能造成定位振荡或定位失败（卡死）。换档时能耗的大小体现了机构的健康状况。

（3）节气门控制失败

节气门的控制十分重要，因为谁都不愿意见到车辆在行驶中突然失控的局面。节气门失控的表现为跟随不好、打不开、关不严。

跟随不好可以用动态误差和静态误差来描述。打不开是不跟随的一种特例，节气门不动，如结冰或异物卡住等。关不严是最可怕的现象，如在行车中节气门关不住，那么车辆就难以降速和难以停车。

对以上三种情况，要进行有效诊断和采取有力措施。误差大过某一定值并持续一定的时间就是跟随不好。跟随不好可以细分为打开跟随不好或关闭跟随不好，这个可从目标值大于或小于实际值来确定。如果任凭目标变化，而实际值不变就有可能是卡死、电动机损坏或电动机控制电路出了问题。如果节气门的目标位置为零，但实时位置一直为某一不为零的值不变，则可以判定为节气门不能回位。当节气门不能回位时，发动机不能回到怠速。出于安全考虑，当节气门不能回位时，只能挂空档让车子无动力滑行至停车或驾驶人踩制动踏板至停车。

AMT 系统应以制动优先，即不管加速踏板是否踩下，只要有制动信号，AMT 就不理会加速踏板位置而自动进入发动机怠速控制。这就保证了加速踏板卡住或节气门卡住等故障模式下发动机不可能失控。

当加速踏板传感器输出信号不变时，可能是加速踏板传感器或其电路坏了，也可能是驾驶人确实踩住加速踏板不动，TCU 难以区分。所以按加速踏板卡死或节气门卡死这种危险状态来处理比较安全些。一般来讲，如果不是驾驶人有意所为，则在车辆意外自行行驶或增速的情况下，驾驶人一定会踩制动踏板。制动踏板优先发动机会停止发力，这就能解决这个问题，避免了危险。

（4）离合执行机构保持力

为了减轻离合机构驱动电动机的负担，离合器最好具有自锁功能。出于安全考虑，在没有其他安全装置的情况下，离合器也必须有自锁功能。安全问题会出现在两个方面：首先，车辆在运行中换档时，离合器打开，此时如果变速器挂到低档后离合器执行机构突然断电，那么离合器会在压盘的驱动下迅速接合，这个突然冲击有可能造成很大危险；在起步时，虽已挂好档，但因为前方有人所以还没有全松开制动踏板，如果此时离合器执行机构突然断电，离合器会猛然自动接合而快速起步冲出，显然这会造成很大危险。AMT 应该避免这种情况的发生。

当离合机构有自锁功能时，在离合器分离等待选/挂档时，离合器不需

要继续驱动而保持不动，这样就不会由于失电而自动快速接合离合器。自锁的缺点是可能会降低离合器执行机构传动装置的效率。为兼顾两方面的优点，自锁的深度要尽可能浅，这样加工精度和磨损程度对自锁功能的影响就非常大。

在 AMT 的实时控制系统中，要增加离合器自锁检测。当离合电动机停止供电后，如果离合器位置自动下滑超过一定距离，就应报自锁失效预警，提醒驾驶人修理以避免可能出现的危险。

在生产中，也应该检测离合器的保持力以保证产品的可靠性。具体措施是，可以先把离合器分离到压盘最大转矩点停止，观察是否会自行接合。如不自行接合，则从很小值开始逐渐增加离合器电动机的 PWM 占空比（标定值）执行离合器接合，直到离合器开始接合。开始接合离合器所需要的最小占空比就是离合器的自锁死区。该占空比越大，说明自锁功能越强；反之亦然。如果太大，则说明效率太低；如果太小，则说明有可能失去自锁能力。只有在两者之间才算满足要求。当然在运行中磨损后，自锁能力可能会下降。

14.3　故障记录

如前所述，当故障发生时，必须记录所发生的故障及其相应状态。以便需要的时候查阅。这些实时保存的数据临时存放在 RAM 里最后存放到 EEPROM 内。数据越多，对诊断越有帮助，但 RAM 和 EEPROM 的容量是个制约因数。所以只保存必需的变量和必需的时间段。对于一个 1K 的 EEPROM，能存的数据有限，按每帧 40 个字节的数据，只能存 25 帧，如按 5ms 接受一帧数据计算，只能存储 75ms 的数据。如要存储多个故障的历史数据，每个故障下的数据就更有限。所以要选择存储空间较大的芯片。另外，如何存储数据，杜绝报次生故障以减少总故障数也是非常重要的，以免次要故障的信息覆盖重要故障的信息。对于重复发生的故障还要记录其发生的次数。

现时故障码既保存在 RAM 里，也保存在 EEPROM 里，一旦停电，RAM 里的信息消失，但 EEPROM 里的信息一直保存直到外程序删除这些信息。

前一次故障和历史故障都保存在 EEPROM 里。当现有故障的故障状态消失时，现有确认故障也消失，但保留的记录不消失而成为历史故障。保存的现有故障和前一次运行故障有利于帮助维修人员发现和解决最新遇到的问题。

因为 EEPROM 的写入时间通常比较长，所以在 AMT 结束工作前再将这些数据写入 EEPROM 为好。如果 TCU 需写入 EEPROM 的数据较多，那么写入的时间就会比较长。通常采用延时断电的办法来解决长时间记录数据到 EEPROM 的问题，但是如果蓄电池没有电了或线路突然开路，就不能延时关电，就会造成写入 EEPROM 的过程中意外终止，这不但没有写入最新的数据，还会破坏原有的数据。这时，TCU 可以使用没有经过自学习的预置值来控制 AMT，由于没有经过自学习，这些预置值可能会造成 AMT 不能工作、驾驶困难或性能很差。如果驾驶人立即进行 AMT 自学习操作，也可解决这个问题。

可以采用充电电池或电容蓄电的方法来保证外部断电后内部还有电能继续供给 TCU 去完成数据存储，但充电电池或大电容都会使系统更复杂，体积更大，成本更高。

还有一个方法是采用两个区域记录需要保存的数据。当数据完整正确写入后，做上成功写入的记号，下次启动时该区域的数据才被正式使用。如没有成功写入的记号，下次启动时这组数据就不会被启用，而是用另一个区域内的经过自学习的值。这个区域的数据虽然不是最新的，但对控制的影响会比较小。

14.4 故障处理

如前所述，一旦确认存在故障，系统就要采取必要的措施把故障对系统的负面影响降到最低。故障不同，处理的方法也可能不同。

（1）无离合器换档

在离合器机构无法分离的情况下，可以采用无离合器强行换档方法进行换档。摘档时，采用正负转矩法帮助摘档。挂档时，为了防止打齿造成破坏，应尽可能限制换档次数。需要停车时，应挂到空档，而不是分离离

合器。

（2） 代用档位法

部分选/换档机构可能失去功能，但不是所有档位都失去功能的情况下，可采用附近的档位 A 代替不工作的档位 B，即使档位 A 不是最佳档位。

（3） 离合器取代换档法

只要离合器还能工作，则几乎可以使车辆在任意档工作。通过离合器滑摩来调节输出轴转速。当选/换档卡死在低档时，可以跛行回家。当卡死在高档时，可利用离合器半离合满足低速要求，但能接合时则尽量接合，避免过度磨坏摩擦盘。

（4） 跛行回家（Limp Home）：只允许车子低速运行

如汽车现有档位在 1 档或倒档，则不换档继续低速运行，并限制最高档位为 1 档，不接受升档信号。如车速信号正常并且节气门可调，则先将节气门调到最小开度，让汽车减速，低于预定最高跛行回家车速值。如车速信号不正常但节气门可调，则限制最大节气门开度以低转矩开车回家。

如能换档并且目前位置高于 1 档，则调节发动机输出转矩逐渐减车速，摘档，使之适合 1 档情况后，挂入 1 档，并限制最高档位为 1 档。

如不能摘档、不能挂档，又不在 1 档或倒档，最好停车（下面情况）。前面说到在高档通过半接合离合器低速运行会烧损离合器。

（5） 停车

如有危险，只好停车。此时发动机可继续工作（如不是 ETC 问题），ETC 可跟踪加速踏板用于测试，TCU 仍然供电（如电压在允许范围内）工作，但是发动机和车轮之间的传动要切断，即离合器必须分离或挂空档。

（6） 停发动机

如 ETC 有问题或离合器不能分离、档位不能置空档、加速踏板锁死高位，不能让发动机正常运行，那么就关闭 ETC（反转到底），强迫熄火。

前车之鉴：系统启动时，会自动读取前一次运行时记录的故障。对前一次发生过的故障要特别小心，要提高报故障的灵敏度，即降低报错门槛值。

14.5　问题思考

① 报故障过于敏感有什么坏处?

② 不及时报故障有什么坏处?

③ 哪些故障可能会导致多报其他故障?

④ 故障码越多越好还是越少越好?

⑤ 如果故障码定义不准，会出现什么问题?

第15章

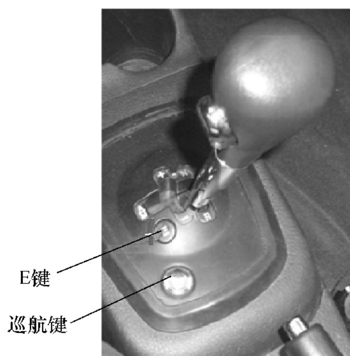
附加控制

一个 AMT 系统除了上述必需的机械执行机构和 TCU 外，还必须有一些附件。最基本的是接收驾驶人的输入信息，如换档器、模式选择按钮、加速踏板、制动踏板等。还需要一个人机接口，就是将车辆的现况告诉驾驶人，最简单的告知方式是在仪表上显示有关信息。

对于一个配备有 AMT 的车辆，在原有 AMT 的基础上增加一些辅助功能是非常容易的。下面分别对这些问题进行介绍。

15.1　手自一体换档器

换档器是驾驶人比较常用的控制车辆的直接工具之一。目前 AMT 使用的换档器大多为手自一体式，如图 15-1a 所示。操纵杆上有如下位置：R、N、D、Auto/Manual、+、-六个。换档器输出的是电信号，不用机械连杆或拉索连接，所以也可用按钮式的控制盒来代替。图 15-1b 所示的按键盒即为电子式换档器。机械式换档器和电子式换档器上的按钮都为驾驶人提供了多种功能：



a)变速杆



b)电子换档控制盒

图 15-1　AMT 系统换档操纵装置

① R：倒档，为安全起见，必须在脚踩制动踏板时挂档或按下倒档键（R）才有效，必须前进速度接近零时才能挂入倒档。

② N：空档，为安全起见，在车速高于某一值时，不允许挂入空档滑车。

③ D：前进档。

④ A/M：即 Auto/Manual，自动、手动模式之间切换，档位不变。

⑤ +：在手动模式下操作，加一个档位，但发动机速度较低时，不再升档。在自动模式下操作此档，可有 3 种选择：

- 由自动切换为手动，档位不变，作用和按 A/M 一样。
- 由自动切换为手动，条件允许下加一档，便于快速增档。
- 条件允许下临时加一档，一段时间后，恢复为全自动档，便于临时增档，并避免驾驶人忘记在手动档而耗油。

⑥ -：和 + 模式相类似，只是减档。

- 由自动切换为手动，档位不变，作用和按 A/M 一样。
- 由自动切换为手动，条件允许下减一档，便于快速减档超车。
- 条件允许下临时减一档，一段时间后，恢复为全自动档，便于临时减档超车，并避免驾驶人忘记在手动档而耗油。

⑦ E：经济模式档和动力模式切换档。

⑧ P：驻车。

⑨ C：定速巡航选择键。

15.2 巡航控制

巡航通常有定速巡航和自适应巡航两种模式。自适应巡航能防止巡航追尾，但通常需要雷达测距。这里讨论定速巡航，即车辆保持按巡航按钮时的车速行驶。很多发动机控制器已经包含定速巡航功能，对于这些系统 AMT 就不需要另搞一套。对于发动机没有这个功能的系统，AMT 系统可以很容易实现定速巡航。

巡航控制是通过调节驱动动力源的输出转矩大小来实现的，如汽油机通

过调节节气门的开度，电动汽车通过调节驱动电动机的电流大小。系统上电时通常预置为正常行驶，即不巡航，当驾驶人选择巡航模式时，按下巡航按键即可。如想要取消巡航模式，通常的方法是再按一次巡航键、踩加速/制动踏板或将变速杆换到自动档以外的任何位置即可。

TCU 记住按巡航按钮时的车速，然后尽量维持该车速不变直到驾驶人取消巡航。由于负荷的变化，在巡航情况下，也有可能会发生自动换档。所谓负荷的变化，大部分是因为上坡和下坡造成的，但在上大坡和下大坡的过程中要避免循环换档。

当车速低于某一设定值时，可以禁止巡航。

在汽车急转弯时，通常要减速，否则会发生危险。因此，遇到转弯信号时，为安全起见，车速应自动做出相应调整，不一定保持原定车速。

有些系统可以在自动巡航中改变巡航速度。对于 AMT 车，也可以利用变速杆上的 +/- 进行加减巡航速度，但这容易使驾驶人将手动 +/- 档的作用混淆。

车辆能巡航的最高速度和坡度基本上取决于发动机在该车速下能输出的最大转矩。发动机的输出功率在很大范围内基本上是随转速的增长而增长，但是不同档位下，同样的发动机转速对应着不同的车速，传递到车轮的转矩也不同。图 15-2 所示为某动力链在不同档位下的输出特性。从图 15-2 可以看出，要想得到大功率输出，必须尽可能使用低档位。这意味着使用发动机的高速区。图 15-2 中显示车速可超过 200km/h，但实际上除了跑车外最高车速一般不需这么高。以图中 100km/h 来分析，如使用 5 档，那么发动机的最大输出功率约为 32kW。如用 4 档，那么发动机的最大输出功率约为 38kW。如用 3 档，那么发动机的最大输出功率将超过 65kW。

① 车辆的行驶阻力和载荷成正比，和车速的平方成正比，并随路面坡度的增大而增大。显而易见，同在 100km/h 的巡航车速，那么使用 3 档就能比使用 4 档能爬更陡的坡，但此时发动机转速很高，噪声可能会很大。其他类推。

② 当行驶阻力大于发动机作用到车轮上产生的驱动力时，车辆降速就在所难免。图 15-2 中的变速器输出功率曲线和行驶阻力消耗功率相等时就

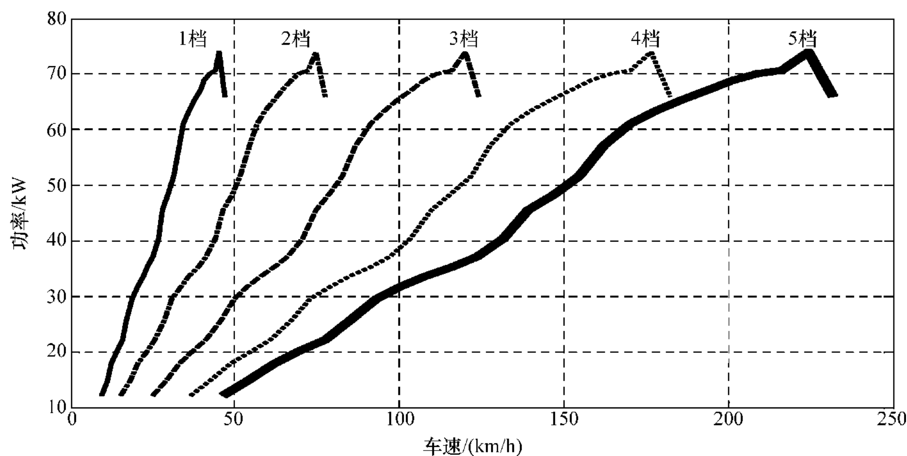


图 15-2　在不同档位下，车辆输出车速与功率关系比较

能维持巡航速度。如坡度越大，发动机力不从心，那么能维持的最高巡航车速越低。

从上面所谈可以知道，巡航上坡时车速下降的原因是节气门开度达到最大，发动机已经工作在该转速下的最大转矩点，即在发动机外特性线上工作，在这个速度下无法再增加输出。图 15-3 是某发动机的外特性曲线。

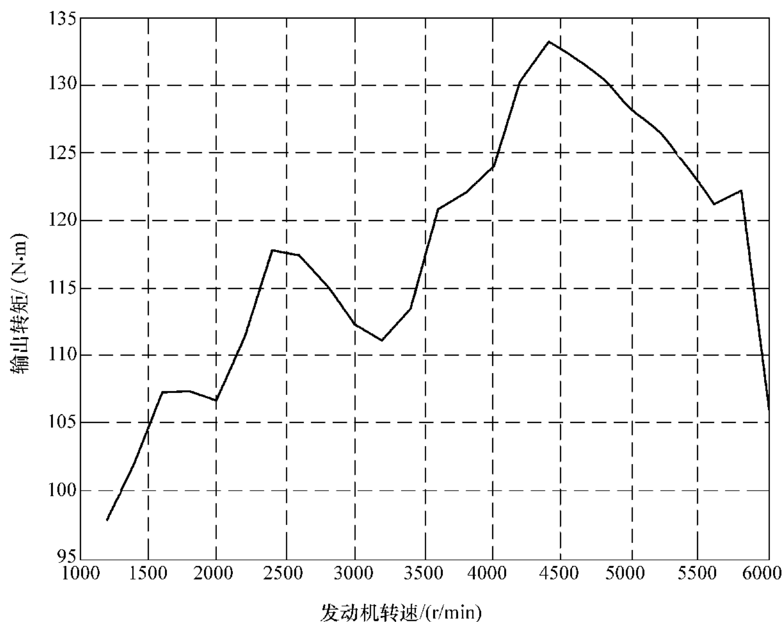


图 15-3　某发动机外特性曲线

由外特性曲线可见，发动机的最大输出转矩不但不和发动机转速成正比，甚至还不成单调上升关系。图 15-3 中最大输出转矩出现在 4500r/min 左右的转速转矩约为 133Nm。如果此时的行驶阻力大于发动机输出133N・m时在车轮上产生的驱动力，那么车辆一定减速，发动机也减速。从图 15-3 可以看出，发动机一减速，输出转矩更小，减速会更严重。这样在该档位就不能维持巡航速度。

也就是说，如节气门全开、车速还低于需要的巡航速度 $x$km/h、这种情况的持续时间大于 y、降档后发动机转速小于最高允许转速，那么巡航档位应该降 1 档以提高发动机转速，进而提高发动机输出。

但是发动机并不一定要到达节气门全开才输出最大转矩，在接近节气门全开前，发动机有可能已经输出或接近输出最大转矩。一般来说，节气门开度从全关闭的情况下慢慢打开，发动机的输出转矩开始增长很快，但到超过 50% 后，输出转矩增长就很慢，甚至不变。在不同转速下，到达最大转矩 95% 时的最小节气门开度可能不同。也就是说，如果一定要等到节气门全开才降档就会延误降档的时间而造成较长时间车速偏低。为解决这个问题，可采用查表法找出需要降档的节气门开度。

前面讲过，路面坡度对车辆行驶阻力的影响是很大的。这可从图 15-4 所示进行计算。

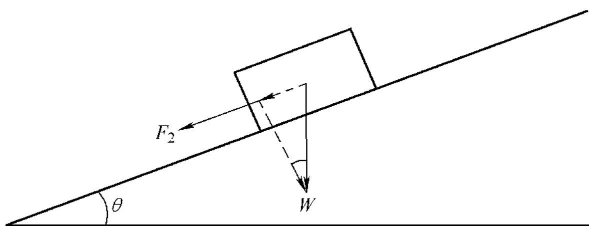


图 15-4　路面坡度车辆受力分解图

图 15-4 中 W 为车辆重量，θ 为路面角度。比如一辆 1t 的车辆停在 5°的路面上，那么 1t 的重力可分解成为 $F_1 = 1000 \times \cos(\theta) \times 9.8 = 9760.8$N 垂直于路面的压力，这比平坦路面时的正面压力要小些。$F_2 = 1000 \times \sin(\theta) \times 9.8 = 852.6$N 的下滑力。一个 5°的斜坡等于 8.7% 的坡度，可见，坡度给车辆

增加了不少行驶阻力。这个由于路面坡度造成的阻力大小和车辆的速度没有关系，速度越低，路面坡度引起的阻力所占车辆行驶总阻力的比例越大，因此感觉起来坡度的影响会更大。

15.3 仪表板显示

仪表板一般不显示手动变速器的工作状态，但 AMT 的工作状态需要在仪表板上显示，如换档器位置、行驶档位、巡航灯、动力模式灯、升档提示、降档提示、AMT 故障灯、故障码之类。

仪表板有很多种，有的采用数字编码输入，有的采用 UART 通信，有的采用 CAN 通信。

无论采用哪种方式通信，TCU 应根据其需要将要显示的信息送往仪表板。TCU 和仪表板之间要有通信协议。

15.4 发动机怠速自动起停控制

在红色交通灯和交通堵塞的情况下，汽车不能行驶，普通汽车只能在怠速下等待，这既浪费了燃油，车子还继续排放废气，发动机也在继续工作和继续磨损。发动机自动起停技术能使汽车发动机在怠速条件下自动熄火，停止给发动机供应燃油以节省燃油并停止废气排放，这是一举两得的好事，因而出现了 BSG（带传动）、ISG（集成）的怠速起停系统。BSG 和 ISG 都属混合动力里弱混合或说轻度混合的一类。在很多昂贵的混合动力系统里，自动起停做得比较好，但系统较贵、复杂，用户很难从省油上赚回买车时多付出的成本。

现有的一些轻混系统增加的成本不高，车辆自动起停系统常在原有基础上加装一个简单的控制器强制切断发动机控制器电源来熄火。这种熄火是使喷油和点火同时终止，使得已喷在缸内的汽油由于没有电火花而无法燃烧，这些没有燃烧的混合气体会从排气管排出造成污染。这是这些简单系统的缺点。

在驾驶人要求起步时，有些系统靠驾驶人踩离合器、挂到空档后才能自动起动发动机。发动机起动后，再踩离合器、手动挂到需要的档位、接合离合器再开始起步，这虽实现了怠速下自动停发动机，但是起步的整个过程要求驾驶人的动作比较多，尤其是时间比较长，这很难满足驾驶人的舒适性要求。

出于安全考虑，一般高级自动起停系统要求只要发动机点火开关钥匙打开，那么在发动机舱盖一打开时就立即自动起动发动机，这样在维修时就不会遇到发动机意外起动的危险情况，这也要求维修人员必须拔出钥匙后才能停掉发动机和修理发动机部分。当然这种方法不能避免维修人员从车底下伸手进入发动机舱时发动机自动起动可能造成的伤害。而且这个方法增加了发动机怠速运转的机会，增加了油耗和排放，这与自动起停的目的有点相悖。

一些自动起停系统还对驾驶人是否在驾驶位上进行检测，以避免当驾驶人不在驾驶位时自动起动发动机，但这必须要有一个驾驶人在位传感器才能实现。

有些系统加用电动空调机以备在怠速停发动机时使用。在这个情况下，空调全由电池供电，但原有车载小电池的电能是非常有限的。而且由发动机带动发电机给电池充电，电池再给空调机提供能源，这里的能量转换牵涉发电机效率、充电效率、放电效率、电动机效率 4 级转换，使其整个效率大为下降。在怠速下，由发动机直接驱动空调机效率是低，但也不逊于电池驱动，而且还可以长时间使用空调。

在配置有 AMT 的车辆上实现怠速起停是十分容易的事。其理由是 AMT 可以轻松地代替驾驶人自动熄火、自动换档、和自动启动发动机。控制发动机的熄火有多种方法。最好的方法是通过和发动机控制器（ECU）的通信来实现，首先停止喷油，但继续控制火花塞点火将缸内已喷出的汽油充分燃烧。即使在不能和 ECU 通信的情况下，也可能通过一些非常手段来实现，比如切断喷油器控制电源，但不切断火花控制电源。这样避免了未燃烧的汽油排出造成污染。

自动熄火后，在交通灯变绿或交通堵塞改善的情况下，驾驶人一踩加速踏板，汽车应起步前进。怠速停车后汽车重新起步时可以用三种方式之一进

行：一是依靠发动机驱动车辆；二是依靠电动机驱动车辆；三是同时依靠电动机和发动机来驱动车辆。这三种方案都通常应用于混合动力系统，可根据车子的配置和起步转矩的大小和系统状况来决定，比如说混合动力系统里驱动电动机出了故障或电池电力不够，只能由发动机控制起步。相应当发动机有问题时，只能由电动机控制起步。再有如混合动力公交车上大坡起步，可能需要两个动力源一起出力起步。第一种方式可用于普通车辆的简易怠速停车系统，因为普通车辆的发动机起动电动机功率很小，不够力量驱动车辆。

针对传统燃油车辆来实现简易怠速停车功能，并不需要加很大的驱动电动机，可以使用车上已经配置的发动机起动机，但要求起动机耐久性要高于没有自动起停的车辆，因为起动次数比传统无自动起停的车多几倍。自动起停系统也不是一定要加很大的发电机，而是仍旧使用原有的发电机对电池充电。也可使用原有的蓄电池，这样对汽车不需要进行什么改造就可以实现自动起停，成本也就很低。需要增加的是一个控制器，以控制发动机熄火和起动。为了保证发动机和电池的使用寿命不受到影响，有必要对充电和发动机熄火进行特殊控制。

当然，能加大发动机的起动机、加大发电机或用一个专用电动机取代发电机和起动机和加大电池容量，效果会更好，只是成本比较高，对汽车的改动比较大。

AMT 有自动控制换档的优越性，它在 TCU 的控制下进行自动换档。带 AMT 的 SG 系统将会大大减少驾驶人的动作要求，缩短起步时间。在需要熄火时，如上所述，TCU 通过 CAN 总线通知 ECU 先断油，或直接控制 ETC 关闭发动机，或切断油路电源。同时做好起步的准备，即挂 1 档或倒档但不接合离合器。当驾驶人一踩加速踏板企图起步时，立即用混合动力的驱动电动机低速驱动车辆起步。对没有大电动机的简易起停系统，则直接起动发动机，当发动机转速高于一定值后就开始自动接合离合器，这样离合器传递动力带动汽车自动起步。

另外在车子点火开关第一次接通时，不一定就要起动发动机让其怠速运转，因为这样既浪费能源又增加排放。应根据发动机温度决定是否允许开始起动发动机让其怠速运转升温。当发动机温度（发动机冷却液温度）比较

低时，允许发动机起动在怠速下暖机以保证发动机快速加热得到优质润滑从而保护发动机及改善燃烧和降低排放，并保证发动机有足够动力而不至于在起步时熄火。但当发动机温度比较高而驾驶人还没有踩加速踏板起步时，也可自动熄火省油。如点火开关打开时发动机温度比较高，控制器不允许起动发动机而只有在驾驶人踩加速踏板时才起动发动机，这样就更进一步减少了油耗和排放，并延长了发动机的使用寿命。由于是自动换档，从踩加速踏板到车子开始移动的时间滞后会很小，因此舒适性较好。

为了安全起见，须通过对制动踏板的控制来判断驾驶人的存在和分析驾驶人的意图从而决定是否自动起动发动机。只有当制动踏板由原先踩下到完全放松的条件下才有可能考虑自动起动发动机。制动踏板在运动说明驾驶人的存在，这既降低了加装驾驶人传感器的需求还减少了油耗。

对于无 CAN 通信和非 ETC 的发动机控制系统，喷油器电源由一个电子开关或继电器控制。所以除了由车钥匙直接控制发动机的起动电动机外，还由起停控制器控制。起停控制器可以是单独的电子控制器，也可以由 TCU 组合到一起结合控制，这可大大降低成本和提高可靠性。

为了保证发动机的起动电动机、发电机、电池的使用寿命不会因为加上自动起停而受不良影响，可使用热能预测、电池电能效率组合分析法确定是否实施自动启停和充放电控制。

采用起动机温度观测器对其温度进行预测而不是直接测量。当计算出的温度高于某一标定值时，不考虑使用自动起停而等待其冷却以保证起动电动机的寿命。

可用电池电能和效率来预测电池的状态，看它是否还有足以进行一次安全起动的电量。这样就可以确定是否进行自动起停以保证停发动机后完全可以再起动和可靠运行。如果电池容量充足就可以考虑自动停发动机。如果电池容量不足显然就不可以自动停发动机，一旦停了就不能再起动发动机了。按这样管理，就不要求更换更大容量的电池。其实没有很好的智能控制，电池再大，不断重复起动，也会损坏起动机和耗光电池。智能自适应控制是关键。

TCU 还可兼顾不加装电动空调机但又需要空调的情况，可在空调工作时，

不停止发动机，由发动机直接驱动空调，即不实施自动启停。只有不用空调时，才允许关发动机。

图 15-5 是实测的某自动起停系统怠速自动熄火后，驾驶人踩加速踏板起步的数据曲线。其中长方形的实线为制动信号，高位为踩住了制动踏板，低位为松开了制动踏板。

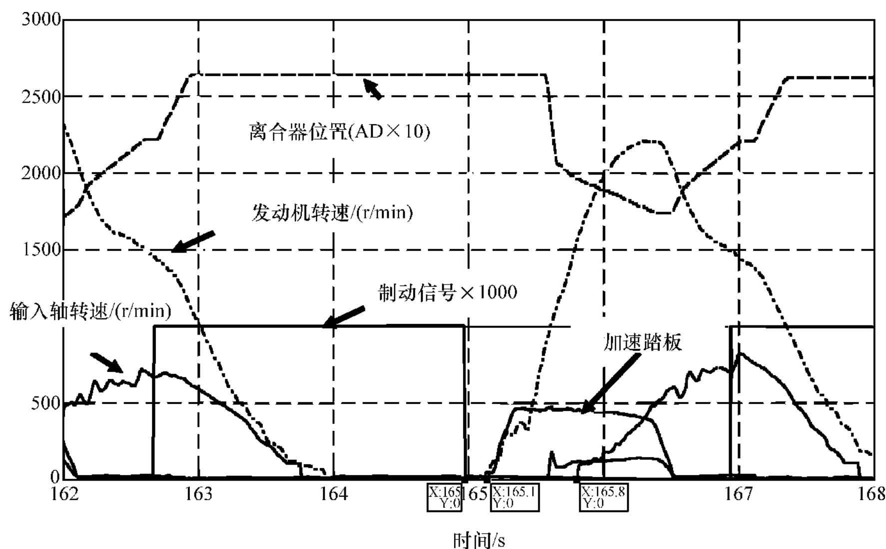


图 15-5　熄火和起动过程

从图 15-5 可看出，从松开制动踏板快速去踩加速踏板的时间约为 100ms。从踩加速踏板到发动机开始增速几乎是同时，而车辆开始起步则为踩下加速踏板 700ms 之后。

图 15-6 为另外一辆车测试得到的数据。从图 15-6 可以看出，当时间为 128. 2s 时，车速为零，系统等待约 1s，在 129. 2s 时发动机关油熄火。由于发动机缸内已喷有燃油，加上发动机的惯性，发动机到 130. 3s 时才真正停止。即在车速为零后 2. 1s 内，发动机转速降为零，实际上发动机燃油在车速为零的 1s 之后就已被切断，发动机已开始省油和停止排放废气。

在 136s 时，驾驶人松开制动踏板，在 270ms 之后，发动机开始自动起动。经过 185ms，发动机的转速已超过怠速转速，此时驾驶人还没有踩加速踏板。驾驶人踩加速踏板后，汽车开始移动。真正由于自动起停引起的滞后

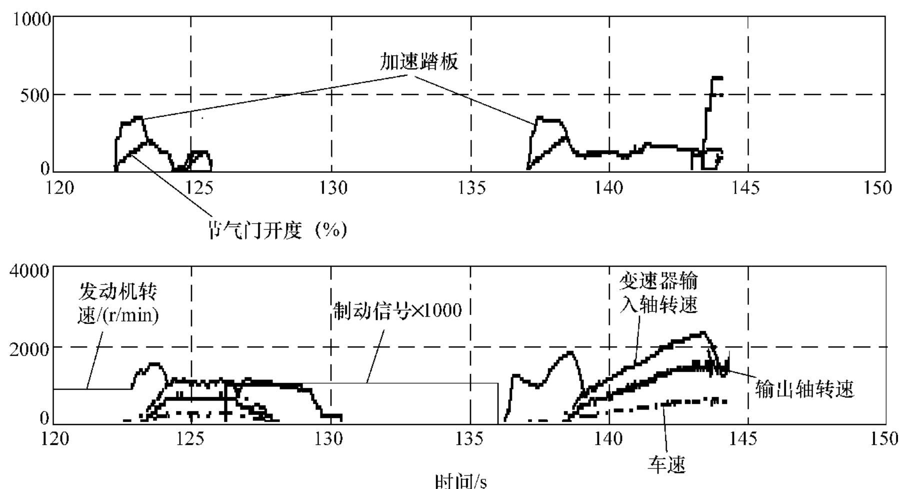


图 15-6 自动起停实车测试数据

只是发动机起动到怠速的时间，在这次测试中起步滞后时间是 270 + 185 = 455ms，实际上这个滞后时间还可以缩短，因此它对驾驶感觉的影响是很小的。

在自动起停中，要考虑到驾驶人临时改变主意的情况。如刚刚熄火，驾驶人又要起步了。为了加快起步，控制器必须根据具体情况终止自动起停。

如发动机转速尚未降到不稳定区，则马上恢复供油就可以了。如果发动机转速已经降到不稳定区，即使恢复供油也不能使发动机重新运转起来，则只好等发动机转速降到零后重新起动发动机，以免起动时飞轮打齿。

15.5 防盗

因为 TCU 可以控制发动机的起动和车辆的起步，所以如果配备电子防盗钥匙或其他形式的身份确认性的输入，AMT 就可以非常容易地增加防盗功能。比如，只要防盗密码钥匙不在车内，TCU 得不到主人身份的确认，就不允许发动机起动，也拒绝换出空档。即使有人能通过短接钥匙、短接继电器等手段来起动发动机，但 AMT 还继续保持在空档，使汽车无法起步。

身份确认的方法很多，如电子钥匙、无线按钮、电子钮扣、指纹阅读

器、语音识别器等。这些器件各有利弊，但最重要的是判别准确。只要不误判，TCU 就会准确动作，防盗措施就可靠。最怕的是这些器件连主人都不认识，这就会导致谁也开不了车，TCU 也无能为力了。

15.6 一键起动

AMT 控制着发动机的起动，通过按键来起动发动机是轻而易举的事。当 AMT 收到一键起动信号时，AMT 输出模拟钥匙信号，并接合起动机按钮，只要允许发动机起动的其他条件满足，那么发动机就可以起动了。

关闭发动机的情况与上述相类似。

上电但不起动发动机也可通过按钮来实现。比如不踩制动踏板，按一次按钮就可上电，可为收音机等电子设备供电；再按一次就可以控制灯光、门窗等；第三次按按钮就自动关闭。可通过增加连续按按钮的次数来实现更多的功能。

15.7 问题思考

① 怠速自动起停功能对起动机、飞轮、电池等的影响是什么？

② 制动信号出故障时如何停止自动巡航？

③ 如何才能实现自适应巡航？

④ 在什么情况下，定速巡航控制会出现自动降档？

⑤ 在下大长坡的情况下，定速巡航控制需要自动升档还是自动降档？

⑥ 为什么一些装有防盗器的车辆仍会被盗？

⑦ 如何借助 AMT 实现自动停车？

第16章 软　　件

大部分人大概都遇到过计算机蓝屏或死机的情况。笔记本电脑死机了，用户可以重启计算机，充其量是用户还没有来得及保存的数据丢失了。可是对于一辆在运行中的汽车来讲，控制器失控或死机也许是灾难性的。如果AMT控制器没有合格的软件，即便有再好的AMT执行机构和TCU硬件也没有用。AMT软件不只是满足客户对AMT功能上的要求，还要有很高的可靠性。一切的控制策略都必须在这个软件里定义好，AMT工作时就按照这个软件里面规定的方法运行。因此，AMT软件是下载到TCU内的所有控制指令程序，也就是TCU的软件。

软件可以用传统方法人工编写，也可通过自动编程来实现。当今使用的计算机语言大都是C语言。自动编程相关内容将在后面的章节中介绍，这里主要介绍手动编程的一些基本概念。

16.1　软件结构

AMT控制系统的软件机构应设计成：既便于团队集体工作又便于员工独立工作；便于软件的阅读、测试、管理、更新换代和重复使用；便于从一个应用平台转移到另一个应用平台。TCU软件可分为上层程序、下层程序和底层程序三大部分。它们之间的分工如图16-1所示。

所有的软件在编译形成机器码之后被下载到类似图16-2所示的TCU中的MCU里。

上层程序包括主程序、任务清单、信号处理（通过AD、I/O和通信获取的信号）、故障诊断和处理、驾驶人意图分析、控制模式确定、最佳档位决策、数学工具等。下层程序包括执行换档、自学习、自保护、下线检测等。底层程序和硬件密切相关，包括一些系统初始化、MCU初始化、通信

初始化、AD 和 I/O 输入、系统管理、通信和输出驱动等。上层和下层程序基本和硬件无关，便于软件工程从一个 MCU 平台移到另一个 MCU 平台。上层中和硬件有点关联的是信号处理、故障诊断等，但也可以做到基本与硬件无关。AMT 上层程序中的相当一部分程序应能应用到 AT、DCT 等换档策略中，但下层程序则因换档执行方法的不同而有很大不同。

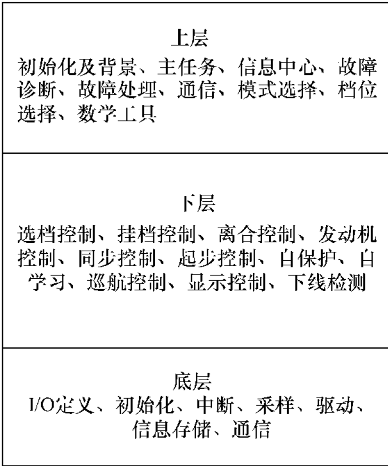


图 16-1　软件层次分工图

各 MCU 有不同的存储器容量和地址分布。如图 16-2 所示，32 位的 SPC5633MF1MLQA8 有 1.5M 字节的闪存（Flash）和 94K 字节的 RAM。如 16 位的 DJ64 只有 64K 字节的闪存、4K 字节的 RAM、1K 字节的 EEPROM。对于 AMT 应用来说，DJ64 的存储器的容量显得太小。

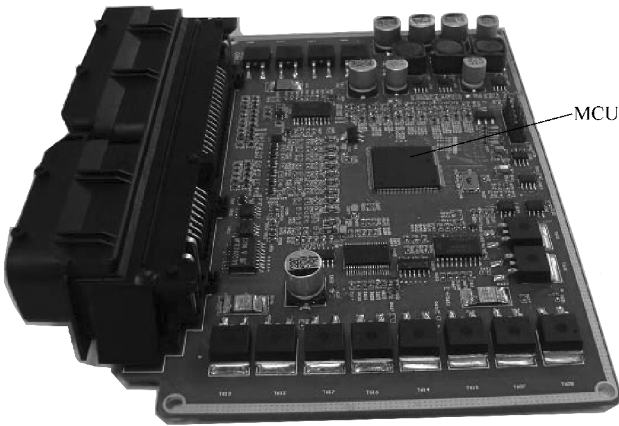


图 16-2　TCU 实物照片

闪存是用来存储程序和数据的，常有不分页和分页两种应用。EEPROM 是用于实时存储需要永久保存的数据，如自学习值、故障码、故障时 AMT 的状态等。EEPROM 的书写次数有一定的限制，随着书写次数的增多，书

写 EEPROM 的时间会延长，最后甚至不能再写。

有些 MCU 不带 EEPROM，常将 FLASH 作为 EEPROM 来使用。

16.2 软件编写有关标准

为了保证软件的可靠性，软件编写需要满足很多标准。比如对于航空业，要满足航空业软件编写的标准，对于汽车业，要满足汽车业软件的编写标准。MISRA C：2012 是由汽车工业软件可靠性协会（Motor Industry Software Reliability Association）最新提出的第 3 版嵌入式软件编写指南。MISRA 从软件的安全性、可靠性和可携带性着手，具体规范了软件的编写方法。这是 TCU 软件编写必须严格遵守的。

在欧洲，普遍要求嵌入式软件控制系统的操作系统必须符合 OSEK/VDX 规范。OSEK/VDX 是应用在模块和静态实时操作系统上的标准，由主要的汽车制造商和供应商、研究机构以及软件开发商发起。OSEK，是德国的汽车电子类开放系统和对应接口标准（Open Systems and the Corresponding Interfaces for Automotive Electronics），而 VDX 则是汽车分布式执行标准（Vehicle Distributed Executive）。后者最初是由法国独自发起的，后来加入了 OSEK 团体。OSEK/VDX 的目的是为汽车电子制定标准化接口。该标准完全独立，对目标系统只提出了少量的限制条件。标准定义了三个组件来构成 OSEK/VDX 标准：实时的操作系统（OSEK OS）、通信子系统（OSEK－COM）和网络管理系统（OSEK－NM）。

AUTOSAR（Automotive Open System Architecture）是汽车开放系统架构的缩写，是一家致力于制定汽车电子软件标准的联盟。AUTOSAR 是由全球汽车制造商、部件供应商及其他电子/半导体和软件系统公司联合建立，各成员保持开发合作伙伴关系。AUTOSAR 这个架构有利于车辆电子系统软件的交换与更新，并为高效管理越来越复杂的车辆电子、软件系统提供了一个基础。其主要目标是：提高系统的灵活性；增加系统的更新和升级便捷性；改善系统的可靠性和稳定性；在设计过程中能更早地发现及解决问题。

当然凡事要一分为二，OSEK 和 AUTOSAR 也各有其缺点，比如这些框

架要占用 CPU 较多的资源、开放是否会带来安全性问题等。

16.3 软件变量

软件中的变量可以分为四大类：

局部变量：只用于该变量被声明的函数内部，只有在该函数内可以赋值和更改它们的值。局部变量都存放在 RAM 里。当一个函数结束使用时，该函数中的这些局部变量将被从 RAM 中全部清除。

全局变量：用于整个工程程序，程序可以赋值和更改它们的值。程序运行时，这些变量将一直存储于 RAM 中。当 MCU 失电时，所有变量值都将消失。

宏定义常数：软件中虽有常数名，但在机器码里不存在，它们在程序编译过程中就使用已被定义的常数值取代这些常数名。

全局常数：用于整个工程，常数（const）一旦赋值，程序不可以更改。如定义为 volatile，本程序不能改，但外部程序可以更改其值，并且 AMT 软件会实时读取和使用新的赋值。通常 TCU 中需要标定的量就定义为 const volatile。通常将它们集中存放在 Flash 的一个固定区域供外部程序改变其值而 TCU 程序本身不能改变其值。

存放于 RAM 中的数据不止上述的局部变量和全局变量，还有全局和局部的所有静态变量（Static）、堆栈（Stack）等。堆栈大小的设置十分重要。堆栈太小可能会导致局部变量溢出到堆栈外，即可能和其他 RAM 区域数据重叠而导致数据混乱。

16.4 主程序

图 16-3 是一个 TCU 控制程序主流程图的简易例子。它的主要功能是上电后进行系统初始化，读取一些必要的数据为 TCU 的控制做准备。这些程序每次上电复位后只执行一次。执行完这部分程序之后就无限循环程序等待时间中断和其他中断。每个中断对应有一个特殊的任务表。中断任务完成后

又回到主程序里的无限循环程序，直到断电后进行断电前的处理。其他操作系统使用的程序方式有所不同。请读者找有关资料阅读。

控制策略通常用流程图来描述。下面是一个用流程图来描述 TCU 主程序的一个示例。其实还有其他方法来描述控制策略的顺序、逻辑等。

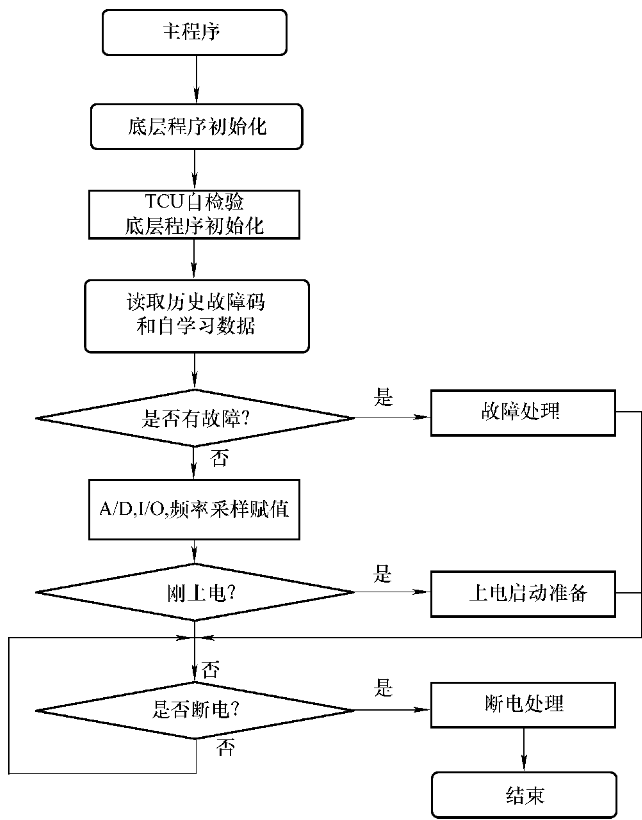


图 16-3　控制程序主流程图

16.5　上电初始化

初上电时，TCU 要进行一系列的初始化。初始化的主要内容有：硬件初始化、变量赋值、读取故障码和自学习值、开始 A/D 转换、变速器复位到 1 档或空档等。

在上电后读取 EEPROM 里存储的故障码和自学习值时，要确认读取的数字是正确的。如果前一次记录这些数据时出现问题，或没有完成，或即使写得正确，但后来 TCU 有变故而造成数据损坏，那么读出来的数据就会有问题。如使用这些有问题的数据来指导 AMT 的控制，显然是危险的。因此必须核对这些数据的正确性和完整性。验证的方法通常是检验记录成功标志码。校验所读数据的有效性，检查它们是否都在正常范围之内。另外，还要核对和数校验码（如 Checksum）是否正确。如有问题，就不能使用这些数据，而应用软件里的预置值（Default Values）或不同存储空间里的备份自学习数据。

当所有硬件的初始化和检验已经成功完成时，就可以进行控制前的一些准备工作。

16.6　上电启动发动机准备

上电后，禁止发动机点火，直到满足一定条件，如变速杆位置在空档、离合器已分离、制动踏板已被踩下等。必须满足一定的条件后才允许离合器

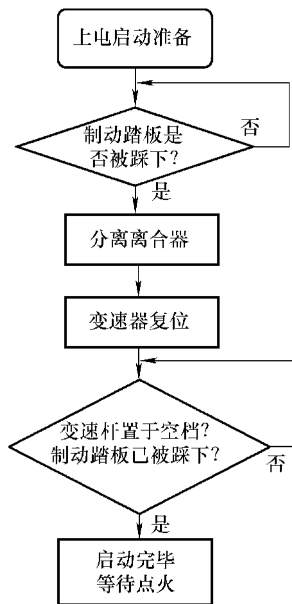


图 16-4　上电启动准备流程图

分离，如无关键故障记录、制动踏板已被踩下等，否则分离离合器后，汽车会在斜坡上滑动而造成危险。

离合器分离后，等待点火和完成变速器复位到 1 档或倒档。

如没有点火，制动踏板松开，离合器又要接合，则禁止点火。

上电启动准备流程图如图 16-4 所示。

16.7　中断程序

中断程序有时序中断、捕获中断、制动中断、数模转换中断、模数转换中断、通讯中断、看门狗中断等。时序中断可能有不同时间间隔的中断：1ms、5ms、50ms 等，这些都由设计者根据需要设定。不同的任务可能需要不同的调用周期，变化不大、不太关键的任务周期可以较长，以腾出更多的时间让 CPU 去完成需要快速反应的任务。

TCU 的主运算程序包括了对 AMT 的所有主要控制任务，要经常运行。也正是因为它包括了 AMT 的所有主要控制任务，因此其计算量通常比较大，每运行一次所需的时间也就比较长。当然，由于每次情况可能不尽相同，所以主程序每次运行所需的时间也不尽相同。我们需要考虑的是运行时间最长的、最恶劣的情况。对于 TCU 的主运算程序周期选择很重要，它一方面要满足 TCU 控制快速性的要求，又要保证在最恶劣的情况下，在该周期内 CPU 能完成所有的工作并留有一定余量。比如采用 5ms 时间周期中断执行 AMT 的主要工作程序，那么 TCU 每 5ms 就要根据当时的瞬时情况做出控制决策对 AMT 进行实时控制，周而复始，也就是说 TCU 每秒钟要周而复始地运行主程序 200 次。

AMT 的主要工作程序是时间中断任务程序，应包括信息的更新、最佳档位的确定、完成所需要的换档和部分关键的实时故障诊断工作等。图 16-5是主中断程序的一个例子。

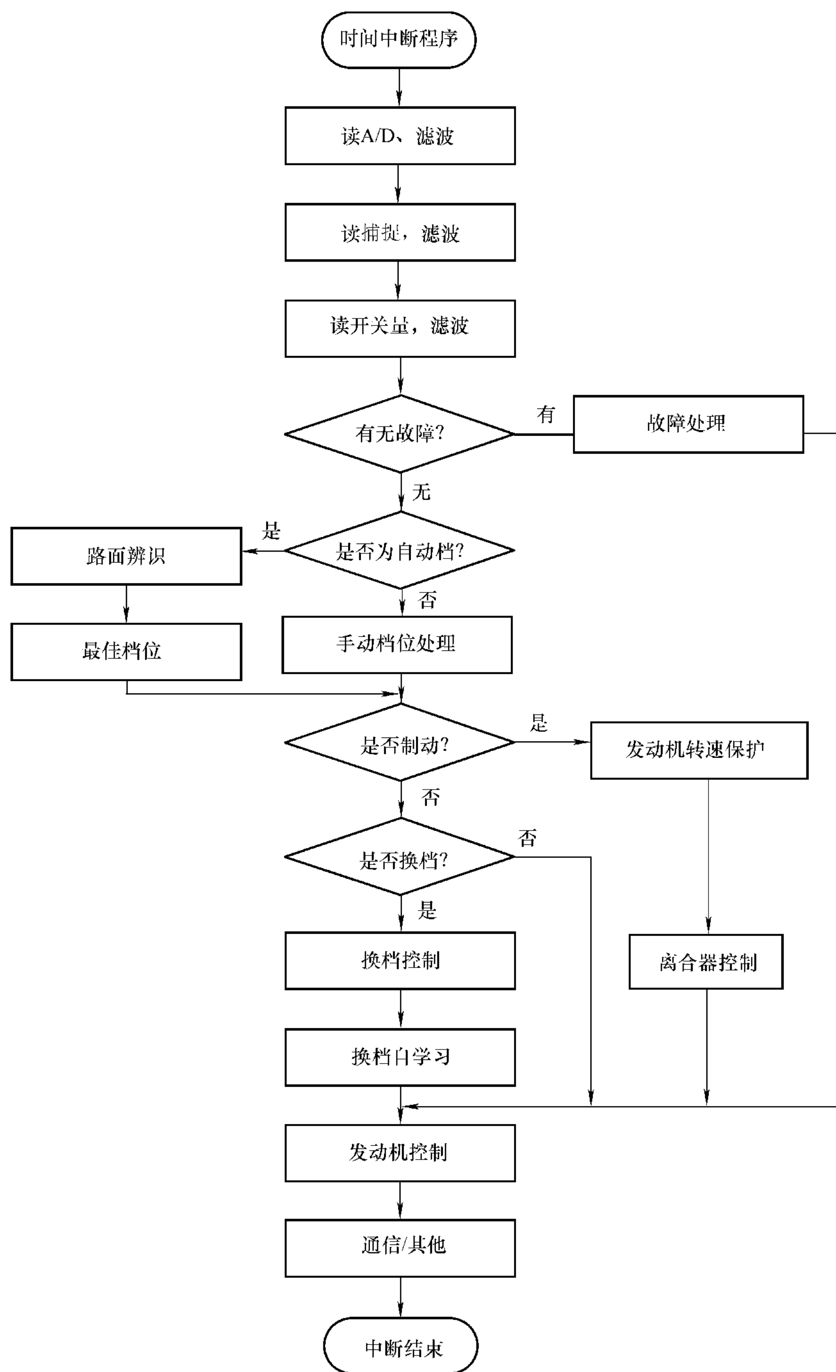


图 16-5　时间中断处理流程图示例

16.8　断电处理

当驾驶人关掉发动机后，AMT 还要继续对 TCU 维持供电以完成一些收尾工作。收尾工作包括存储自学习、故障数据，以及复位到空档或驾驶人指定的档位等。所以，只有当 TCU 完成了这些工作之后，TCU 才能断电。

存储自学习、故障数据到 EEPROM 是为了下次继续使用通过自学习而得到的变量数据，使 AMT 控制系统能够适应自身的状况和环境而取得最好的驾驶效果。记录已出现的故障是为了便于维修。在记录完这些数据后，要正确设置好记录成功完成的标记，以便下次控制器上电时帮助 TCU 辨别 EEPROM 里的这些数据是否可用。

停车复位时，如果变速器的档位停在空档，则便于拖车。如把档位留在 1 档或倒档后接合离合器，则可利用发动机帮助把车停住。当然这只是帮助把车停住，系统还不能像进入 P 位那样固定车辆，只能帮助保持车辆。但当坡度较高时，车子可能还会滚动，所以驾驶人必须使用驻车制动而不能依赖发动机拖住车辆。

如变速杆不在空档，离合器就不能在发动机转速为零前接合，否则会造成意想不到的车辆前冲，这是十分危险的。对于有自锁的离合器机构，停电时最好把离合器关闭好，避免离合器压盘疲劳失去弹性。

对于非正常的断电，除非 TCU 有较大的电容保持短时间电能，否则是不能干什么的。在外电被切断的情况下，TCU 在短暂时间内可能还有电，有电时间的长短取决于 TCU 电源的电容大小和外部断电后 TCU 做什么操作（有些操作耗电大，有的耗电少）。MCU 或 TCU 内部供电电源芯片一般会有低电压保护，当电压低于一定值后，MCU 会自动处于复位状态，不工作，这样会避免 MCU 在低电压下运行混乱。

16.9　问题思考

① 使用自动编程需要哪些辅助工具？

② 使用不同的时间循环任务中断有什么好处？

③ 如何比较编写程序的优劣？

④ 如果在规定循环时间内不能完成所有任务，会出现什么问题？会出现一个中断还没有完成，另一个中断又要开始的情况吗？

⑤ 如何选择不同中断的优先级别？

⑥ 除了用流程图来描述控制策略外，还有哪些描述方法？

第17章 快速原型和硬件在环系统

快速地将用户的需求转化成一个成熟、可靠的 AMT 产品并推向市场是整车厂所寻求的。对于开发者来说，就要研究如何用最低的成本、最快的速度、最可靠的方法去实现这个目标以满足客户的要求。快速原型（RP）和硬件在环系统（HIL）就是可采用的有效的解决方案。

RP 和 HIL 用于系统开发的两个不同阶段。在还没有 TCU 硬件和 AMT 控制策略时，RP 是建立一个虚拟 TCU 的很有力的工具。而 HIL 是在虚拟的但比较接近真实的工作环境里测试刚开发出来 TCU 硬件和软件。在 HIL 中 TCU 硬件和软件都是真实的。

17.1 AMT RP 系统建立的目的

这里所说的 RP 和现在时髦的快速成型和 3D 打印不同，但是其目的基本相同。AMT RP 的目的是尽快得到一个具有能实现所有 AMT 功能的 TCU 硬件和上层控制软件。AMT RP 是一个虚拟的 TCU，但是可以在真实的车辆上当作 TCU 运行来控制 AMT。在这个基础上再制作真实的 TCU 硬件和相应的全套 TCU 软件。如果你已经有了一个比较完美的 TCU 硬件，就没有必要再去建一个 RP 系统了。RP 的优点有：

① 快速确定 TCU 所需的输入口和输出口。

② 快速确定 TCU 所需的计算量。

③ 快速确定 TCU 的程序大小和数据大小。

④ 确定 AMT 和车辆其他子系统的关系。

⑤ 在开发硬件的同时，同步开发控制策略。

⑥ 加快开发速度和实现 TCU 硬件设计一次成功。

17.2 AMT HIL 系统建立的目的

根据 RP 的测试结果确定了硬件的基本需求后，就可以制作 TCU 了；根据 RP 的测试结果基本确定了 AMT 的控制策略后，就可以将控制策略下载到 TCU 内。这个带有控制策略软件的 TCU 就具有上述 RP 最后测试了的 AMT 控制功能。理论上，这个 TCU 可以安装到车上取代 RP 实施实时控制，但是为了安全，也为了提高效率，这个初制的 TCU 可以在实验室里进行验证。为了完整地验证这个 TCU 的硬件和软件，最好有一个类似车辆的环境——这就是 HIL 系统。建立 HIL 系统的优点有：

① 在实验室建立一个完整的仿真平台，以便进行 AMT 控制策略的开发。

② 验证 AMT TCU 的功能，其中包括输入电路的功能、可靠性、抗干扰能力等。

③ 验证 AMT 软件的逻辑正确性，尤其可以模拟在实际中难以遇到的特殊情况。

④ 验证 AMT 软件数值计算的正确性，尤其在变量为极端值时的特殊情况。

⑤ 验证 AMT 故障诊断的准确性、快速性和故障处理的正确性。这些故障可能在现实中很难出现，或者一出现就有很大危险。

⑥ 用于 AMT 软件发布前必须进行的综合性测试。

⑦ 提高测试效率，加快开发步伐。

⑧ 提高测试经纬度直至所有边界条件。

⑨ 减少实车测试时间，减少燃油费用和排放污染。

⑩ 减少路面测试的危险性。

⑪ 不需要驾驶人，可每天不间断连续运转。

⑫ 减少测试费用。

17.3　系统基本结构

系统可由多种途径实现，能提供用于 RP 和 HIL 系统的公司有好几家。下面介绍以 dSpace 公司出品的 AutoBox 为核心，外加 I/O 接线盒、直流稳压电源、电动机模拟负载（指示灯）、TCU、开关、计算机、线束组成的 RP 和 HIL 系统，其他公司生产的系统的结构也与此类似。

以 AutoBox 为核心的 RP 系统比较简单，它由 AutoBox 和驱动电路组成。AutoBox 内装有主板（RTI1005）和 I/O 卡（DS2202 和 DS2211）等附件，以提供足够数量的输入电路和输出控制通道。这些标准 I/O 卡的输入通道基本上都能满足 AMT 的需求，但是这些输出控制通道的输出功率都比较小。对于大的电器就不能直接控制，如 AMT 机构的执行电动机的驱动控制就必须外加驱动电路。

以 AutoBox 为核心的 HIL 系统如图 17-1 所示。



图 17-1　HIL 系统照片

在该系统中，使用的软件有 Matlab、Simulink、ControlDesk、DataSaver、CodeWarrior 等。MathWorks 公司的 Matlab、Simulink 用于建立数学仿真模

型。dSpace 公司的 ControlDesk 用于仿真控制和监测。戈兰玛公司的 DataSave 用于 TCU 数据采集。飞思卡尔公司的 CodeWarrior 用于编译和下载 AMT 应用软件。

图 17-1 中的 AutoBox 内装有主板（RTI1005）和 I/O 卡（DS2202 和 DS2211）。AutoBox 主要用于模拟变速器、发动机和整车。TCU 用于控制 AutoBox 内模拟的变速器、发动机等，这是一个真实的 TCU。系统的部分信号经过接线盒引入 TCU 或模拟变速器，部分信号通过 AutoBox 内装的 CAN 总线传递。

图 17-1 中计算机的作用是控制 AutoBox，包括程序下载、数据采集、ControlDesk 的界面显示等，还有一个作用是接收 TCU 通过 RS232 发出的数据并存数据文档。

17.4 建立控制模型和控制对象数学模型

如前所述，AMT RP 的主要目的是建立 AMT 硬件和软件的原型。控制策略的设计和验证可通过 RP 快速进行，这就是建立控制模型。控制模式可以通过 MathWorks 公司的 Simulink 来实现。dSpace 已有很多用 Simulink 建立的 AutoBox 接口模块，所以，控制策略可以很快和信号输入和控制输出连接起来成为一个接近现实的活系统。控制策略的建立就是基于前面各章节里谈到的内容再深入和发展。如果这些控制策略的可行性能在 RP 中得到完善和验证，那么这些控制策略就可以基本定型。这些 Simulink 控制模型就可以直接自动编码形成 C 程序，也可以根据这些模型人工手编程序。就目前来讲，人工手编程序的质量因人而异。对于有经验的软件工程师来说，人工手编程序的简洁性和可读性通常比自动编码形成的 C 程序要好。同样，Simulink 模型的质量和模型编写人员的水平息息相关。虽然 Simulink 等自动编程工具都有自动优化功能，但还不能实现用差的模型去自动形成高质量的程序。

AMT HIL 系统是让真实的 TCU 在虚拟的世界里控制变速器和发动机，进而控制车辆本身。变速器、发动机和车辆本身都是通过数学模型来描述的。因为该系统只为满足 AMT 测试的要求，所以这些模型并不需要很复杂，

在满足测试要求的条件下越简单越好。HIL 测试不能取代性能标定和测试，所以高精度的数学模型有利也有弊。对于需要特别关注的地方，可以将模型做得更细更准确。模型的建立也可以通过 Simulink 来实现。

17.5　建立变速器 AMT 执行机构模型

在 HIL 里的变速器模型至少应该有如下功能：

① 从 TCU 发出的电动机驱动 PWM 信号被 AutoBox 内的模拟变速器捕捉后，模拟驱动相应电动机和传动机构实现旋转和执行机构产生位移。位移量的大小通过模拟的传感器输出成比例的电压值。电压值的输出是通过 dSpace 内的 DA 通道实现。这对于外界来讲，就像是 AMT 中的位置传感器输出的电压一样。

② 选档、挂档电动机驱动位移到达机械端点时，电动机不能再转动。

③ 动力传递的大小和离合器的接合程度相关联。

④ 在分离离合器状态下，输入轴转速应自由减速。

⑤ 同步器在挤压下应能够按规律改变输入轴的速度。

⑥ 变速器输入轴速度能通过模拟转速传感器输出 PWM 信号。

⑦ 变速器输出轴转速能通过模拟转速传感器输出 PWM 信号。

⑧ 不同档位有不同传动比，传动比按实际设置。

⑨ 变速器温度可根据运行时间和传递的功率变化。

⑩ 根据 DFMEA 模拟变速器和执行机构可能的故障。

17.6　建立发动机模型

在 AMT 的运行中，自动起步和换档过程中都要控制发动机的输出转矩或转速。根据系统的具体结构选择模拟发动机的控制方式：拉索机构、加速踏板输出电压或 CAN 通信。根据给定的发动机的万有特性、外特性建立发动机的输入/输出关系。发动机模型必须按规律输出正确的转矩值或转速值。发动机转速的输出信号可通过模拟转速传感器的输出（PWM 通道）或 CAN

总线发出。同时输出的还可以有发动机冷却液温度等。发动机的怠速也可根据 CAN 通信进行控制。

发动机模型应该包括熄火、自动降速等动态特征。

17.7 建立整车模型

AMT 所感兴趣的是车辆的加速特性和减速特性。加速特性取决于发动机特性和整车质量，减速特性和车辆的滑行曲线密切相关。车速和变速器输出轴转速信号要保持一致，不过单位需转化为 km/h。

17.8 建立道路模型

道路有形状上的区别、坡道的区别、路面附着系数的区别。形状上的区别主要是弯道大小，坡道的区别就是上坡或下坡。弯道和上坡/下坡的模拟可通过路面阻力的大小来实现。

17.9 模型编译

模型建立好后，还要设置正确的系统参数，如万有特性曲线、离合器传动比等。还要选择正确的仿真参数。在“Simulink/Simulation”菜单中选择“Configuration Parameters”。

根据系统的实际控制循环周期，在弹出的对话菜单中选“Fixed Step Size”，如 0.005 秒。

在弹出的对话框中选“Data Import/Export”，不要选择“Input”。

在 Simulink 主界面下，建立新的模型或打开原有 Simulink 模型文件，运行所有初始化文件。点击 Tool \ Realtime Workshop \ Build Model。如编译结束时出现如下信息：

* * * Finished RTI build procedure for model 模型名

则说明已自动完成编译并已建立 ppc、map、trc、dsf 等新文档。然后，仿真

者将 dsf 下载到 AutoBox 中，并自动开始运行。整个过程简单方便。

具体内容请参考 dSpace 的有关使用手册。

17.10　测试内容

HIL 系统的功能强大，能从事的工作很多。下面介绍一些常见的测试内容。

（1）软件功能测试

测试软件功能时，可根据车辆测试大纲设置周期性的加速踏板输入量、制动踏板输入量、换档器输入量、坡度输入量和它们的不同组合，让软件在各种条件下运行，检查其运行结果。这些输入量必须包括全部可能的输入值和极限值，如节气门开度分别快速和慢速从最小到最大再到最小，车速从静止到最高又到静止，发动机转速从零到最高又到零，温度从 -40℃ 到 125℃。车辆重量从自重到 2～3 倍额定载荷，以及换档器误操作等。

对于结果的检查方法有多种：一种是由操作人员看输出波形；一种是实验后查看记录的数据，进行下线分析；一种是在线实时分析，发现问题及时报告。后一种方法当然较好，但要求有相对应的软件对信号进行准确的实时分析和判断。

在软件正式发布前，必须进行这种综合性的测试。这不仅检查系统的功能，还检查其是否隐藏有软件虫（Bug）。

（2）信号噪声承受能力测试

在实际工作中，电噪声随时会侵入 AMT 控制系统，如打雷天气、变压器附近、电子斩波器附近、电焊附近等强磁场/强电场环境。为了确保安全，可在所有输入信号上叠加一个幅度和频率均可控的电噪声信号。自动调节噪声的幅度和频率，检查系统的工作状态是否正常。

（3）故障诊断测试

理想的 AMT 系统是永远没有故障，但现实是故障不可避免地随机发生。所以必须防止 AMT 本身甚至外部系统发生故障时车辆发生意外。方法是在不同条件下人为地制造故障，如让传感器信号短路，即输出电源电压值或零，进而检查系统是否能探测到，并能按预定要求动作。HIL 能安全方便、

随机地制造实际中会发生的几乎所有故障，也可制造实际中几乎不会发生或很难发生的一些故障。这对考验系统的可靠性十分有利。

（4）TCU 软件运算时间测试

场合不同，TCU 内部的数学计算、逻辑分析有所不同，所需的实际时间也有所不同。为了保证在任何状况下，TCU 都能顺利完成所有任务，有必要分析各模块、函数在不同状况下的运行时间。

17.11 问题思考

① 如果车辆模型的计算时间长于 TCU 的主程序循环时间，仿真结果会有什么影响？

② 如何仿真 TCU 执行机构电动机的电流大小？

③ HIL 测试能否取代实际测试？

④ 除了 dSpace 公司生产的 AutoBox 可用于建立 RP 和 HIL 以外，还有哪些厂家的系统可以用于此目的？

⑤ 如何通过 HIL 测试不同电池电压的情况？

⑥ 如何通过 HIL 测试 TCU 承受震动的能力？

⑦ 如何实现全自动检测？

⑧ 如何将 HIL 用于故障诊断？

第18章

控制开发工具

开发工具的强大功能和方便使用是快速成功开发 AMT 控制系统的基本渴求，但不是必要保证。前面介绍的 RP 和 HIL 就是很有力的开发工具。下面简单介绍一些更常用的必备工具，对于这些产品的详细内容，请访问相应供应商的网站。

18.1　硬件设计仿真工具

Saber 和 PSpice 是使用比较广泛的硬件仿真工具。Saber 不仅功能强大，而且使用方便，而 PSpice 已和一些硬件/软件设计接合，减少了电路输入的工序。这两个软件对 TCU 的硬件设计帮助较大。

18.2　控制仿真软件 Matlab/Simulink/Stateflow

前面介绍 RP 和 HIL 时已介绍了 MathWorks 所开发的仿真软件。其中 Matlab 已用于各行各业的分析、计算。用它开发的 Simulink 可以很方便地以图形方式描述任意系统。它开发的 Stateflow 是 Simulink 所用的一种用数据流动和行为定义方式来表述事件和相互关系的工具。Matlab、Simulink 和 Stateflow 三者是紧密结合的工具，已广泛用于各行各业的仿真。

由 Simulink 和 Stateflow 描述的系统可以直接自动转化成 C 语言和其他一些计算机语言，因此它基本可以取代软件工程师完成软件的编写。虽然自动编程的故障越来越少，效率也越来越高，但和有经验的软件工程师手工编的软件相比，可读性和软件程序所需的空间还是有些逊色。

18.3　仿真平台软件 ControlDesk

前面已介绍，ControlDesk 是德国 dSpace 公司研发的用于以 AutoBox 硬件平台为主的快速原型开发和硬件在环仿真系统控制为主体的软件。它的功能当然不止限于以上两点。用 ControlDesk 基本上可以建立虚拟控制台控制 AutoBox 所仿真的任意系统。

由 Simulink 和 Stateflow 描述的系统可以直接自动转化成 C 语言后再经自动编译下载到 dSpace 的 AutoBox 直接运行，而无须软件工程师编写程序。ControlDesk 可采集、显示、分析 Simulink 和 Stateflow 描述的控制仿真系统里的数据。所以 ControlDesk 是和 dSpace 系统不可分割的软件工具。

18.4　嵌入式软件编译器

CodeWarrior 是飞思卡尔公司开发的嵌入式 C 程序编译器。它可将 C 程序转化为飞思卡尔出品的一些微型控制器的机器码。它所涵盖的芯片比较多。该软件基于微软窗口系统开发，使用比较方便。

WindRiver 是嵌入式 C 程序编译器，它可将 C 程序转化为飞思卡尔出品的一些微型控制器的机器码。它所涵盖的芯片也比较多，但该软件是基于老的 DOS 操作系统而不是微软窗口系统，所以使用比较不方便（也许现在也已更新到微软窗口系统）。

Multi 是 Green Hills 开发的嵌入式 C 程序编译器，它功能也很强大。

18.5　标定工具

CANape 是德国 Vector 公司开发的标定工具。INCA 是 ETAS 公司开发的标定工具。两者功能比较接近，是竞争对手。它们不仅能下载程序，还可以在线标定，实时采集和分析数据。

一个好的标定工具不仅仅能改变标定量，还能够记录和分析数据、记录

和追溯标定量的变化、检查标定量是否在预定范围、检查版本、设置密码，以及下载、上传、比较等。

18.6　AMT 总成测试台架

仿真可以用最低的成本测试控制系统的功能，因而得到广泛应用。其实产品的使用性能和耐久性也可通过仿真去完成，但是目前仿真还不能取代实际测试，其原因是数学模型还不能完美地表示真实世界的点点滴滴，尤其是 AMT 的使用性能和耐久性的测试还基本依赖于实际物理测试。因此 AMT 测试中的一大部分是变速器台架测试。

为了满足不同变速器的要求，变速器测试台架也不同，如前驱变速器通常带有差速器，所以要有两个输出端；而后驱变速器通常不带差速器，故只有一个输出端。图 18-1 是一个后驱的变速器台架，一个 400kW 电动机模拟发动机连接到变速器输入轴，一个 400kW 电动机模拟车辆负载被变速器的输出轴所驱动。该电动机称为加载电动机。加载电动机实际上处于发电状态，发出的电被送回局部电网。



图 18-1　后驱 AMT 系统测试台

图 18-2 所示为一个前驱变速器测试台架。一个 150kW 电动机模拟发动机连接到变速器的输入轴，两个 150kW 电动机模拟两个车轮分别连接于变速器的两个输出轴。这两个电动机称为加载电动机。

为了尽可能模拟车辆行走的实际情况，测试台架必须同时控制驱动电动



图 18-2　前驱 AMT 系统测试台

机和加载电动机。这些控制必须和 AMT 的换档动作紧密结合。台架的驱动电动机和加载电动机不能同时都采用速度控制，或同时采用转矩控制。如驱动电动机用转矩控制，则加载电动机应该用转速控制；或驱动电动机用转速控制，则加载电动机应该用转矩控制。加载电动机用转速控制的方法比较简单，但和车辆的实际行驶情况不同，因为驱动电动机无法改变车速。加载电动机用转矩控制的方法就比较切合实际，但控制比较复杂。下面介绍加载电动机用转矩控制的方法时，驱动电动机和加载电动机控制应满足哪些基本要求？

（1）变速器台架驱动电动机控制基本要求

测试的目的不同，测试的方法也会不同。假设台架重点为了测试 AMT 的换档过程和耐久性，那么应尽可能多地触发 AMT 系统换档，即多改变驱动电动机的输出速度和输出转矩。

① 为了适合 AMT 测试，台架的驱动电动机就是电动车的牵引电动机本身。对于发动机系统，可以用一个电动机模拟发动机输出需要的转矩或需要的转速。

② 台架驱动电动机的转速由 TCU 的 CAN 总线或输出的 DA 电压或加速踏板输出电压（0～5V）进行正比例控制（怠速～标定的最高允许转速）。

③ 在换档开始时，驱动电动机应能响应降矩和速度需求（和输出轴转

速相匹配)。在接合离合器时，驱动电动机应能响应恢复转矩的需求。

④ 控制系统必须稳定，不允许系统出现转速、转矩振荡和脉动，因为振荡会损毁设备和被测的 AMT 系统。

⑤ 台架控制器必须有最大转矩和最高转速限制的保护。最大转矩和最高转速的限制值应和实际被测系统相匹配，以避免损坏被测 AMT，也应有欠电压、过电压、过电流、过热、过激烈的振动等自动保护。

（2）变速器台架加载电动机控制要求

① 为了适合 AMT 测试，加载电动机应该模拟路面阻力和空气阻力，还要模拟车辆的惯性。阻力最好采用转矩控制来实现，而惯性最好用速度来控制。

② 假设车速为 S，那么路面和空气等阻力转矩 T_L可以简单地描述为

$$T_L = -k_0 \times (k_1 + k_2 n + k_3 n^2)$$

式中，k_0为加载调节量，由旋钮或软件输入确定：0～1 对应为 0～100% 的加载量；k_1、k_2、k_3为可标定系数；n 为驱动电动机转速，$0 < n <$ 加载电动机最高转速；T_L为加载转矩，小于标定的最大允许加载转矩。负号表示转矩方向与车辆牵引转矩相反。各档允许加载的最大转矩是不一致的，这和传动比有关。1 档可加转矩最高：输入轴最高允许输入转矩 ×传动比。

③ 车子的惯性与车子的质量以及车速有关。当车子加速时，惯性会造成慢加速；车子减速时，惯性会造成慢减速。可假设它为一个一阶低通滤波器。

④ 当离合器分离时，驱动电动机不再输出大的转矩，加载电动机应是速度控制，模拟车辆的惯性使输出慢慢减速（按规律)。对于大惯量、平滑路面、好车的情况，减速会较慢。如是烂路、上坡行驶，那么减速快。不同的下降速度也可以测试对 AMT 换档性能的影响，输入/输出轴同步时，不应该影响变速器的输出轴转速。

⑤ 离合器接合时，台架驱动电动机仍然是速度控制，加载电动机进行转矩控制。转矩输出为 0～T_L。开始接合时，$T_L = 0$。完全接合时，加载转矩为 T_L。要先验证加载的电动机是否满足从转矩控制到转速控制的要求。如果电动机控制系统的控制模式不能进行切换，只能加一个速度环，则由转

矩来控制加载电动机的转速。

⑥ 通常加载转矩幅值小于台架驱动动力源转矩之和，其差值决定了车速的高低（固定系数的条件下）。

⑦ 加载电动机的反应速度要快，转矩应在 200ms 内从满负荷降到 0 负荷，否则换档时可能会先反转飞车（相当于倒车）造成破坏，继而突然加速前进（相当于急速下坡前进），所以要先验证加载的电动机是否满足此要求。

⑧ 台架控制系统必须稳定，不允许系统出现转速振荡和脉动，因为振荡会损毁设备和被测件。

⑨ 台架控制器必须有最大加载转矩/最高转速的限制和保护。最大转矩和最高转速的限制值应和实际被测系统相匹配，也应有欠电压、过电压、过电流、过热、过激烈的振动等保护。

⑩ 倒档时的加载方向应该相反，其他相类似。

⑪ 要检查所有输入信号的合法性以及计算机输入量的合法性，以防出错。

18.7 转毂测试

当 AMT 系统在台架上完成测试之后，就要进行装车测试了。出于安全考虑，也为了采集数据方便，在室内驾驶车辆进行测试也就成了最佳选择。图 18-3 就是用一个底盘测功机（又称转毂）测试 AMT 车辆的实例。车辆被固定在地面上，但驱动轮被置于一个能旋转的大毂上。驾驶时，车轮在转毂上正常旋转，转毂跟着旋转，但车辆相对于地面来讲是静止不动的。该装置便于数据采集和观察。

转毂可以模拟上坡下坡等路况，和转毂相配的风机的风速可以随着车速变化，这和实际路面测试比较接近，利于热平衡测试。但转毂不能模拟转弯测试。另外，由于转毂造价较高的缘故，所以通常不在转毂上做耐久性试验。



图 18-3　车辆在转毂上测试

18.8　问题思考

① 上述各工具在 V 型开发模式中分别处于什么位置？

② AMT 中哪些变量最好使用半自动标定？

③ 变速器台架加负载和不加负载测试有什么区别？

④ 变速器台架完全模拟路面进行耐久性测试的优缺点是什么？

⑤ 如果台架测试满足要求，是否就说明 AMT 开发成功？

⑥ 如何人为制造故障？应该在转毂测试时实施还是在实际路面测试时实施？

⑦ 如何实现无线传输 AMT 道路测试数据？

第19章

AMT性能

事实胜于雄辩，AMT 控制系统的好坏要用实际效果来评价。但是目前 AMT 的性能评估绝大多数是依赖驾驶人的主观评价。人的感觉不同，评价结果自然不同，这就给 AMT 性能的公平评价带来困难，也就对 AMT 性能的目标难以确定。

其实，AMT 的性能可以用数据来描述，用数据来评估。只要我们预先确定好目标参数数据，和驾驶性建立好相互关系，那么对数据进行分析就可以判定 AMT 性能的好坏。这就从模糊数学转成了清晰数学，从模拟量变成了数字量。这通常是国家颁布的、行业颁布的或公认的测试规范所应起的作用，可是，到目前为止，国家或行业都没有这方面的规范。作为企业，应该建立自己的企业标准。下面只是介绍在评价 AMT 系统时应关注的几个方面，供读者参考。

19.1　AMT 性能评估

如何建立好一个数字化的 AMT 性能评估平台，首先要确定如下几个问题：

① 性能的表现方式。

② 这些表现方式的有关物理量。

③ 这些物理量对性能影响的比重。

④ 这些物理量的理想大小值和变化模式。

⑤ 分别对这些量进行评估和审核。

⑥ 综合得到总分。

19.2　AMT 性能的表现方式

在驾驶一辆 AMT 车时，除了外观和操纵方便性外，不外就是驾驶感受。其中主要包括如下几个方面：

（1）换档冲击

① 分离离合器降矩过程。

② 接合离合器的转矩恢复过程。

（2）换档速度

可细分为分离离合器、摘档、选档、同步、挂档和接合离合器六个步骤。

（3）起步响应

① 平路起步响应速度。

② 平路起步平顺性。

③ 坡道起步倒溜大小。

（4）蠕动平顺性

（5）动力性

① KD 响应速度和平顺性。

② 0→100km/h 加速时间和平顺性。

（6）防熄火能力

将以上几点细分排列，至少可罗列出以下可以评估的 20 多个主要方面：

① 拉索机构跟踪评估。

② 选档机构跟踪评估。

③ 挂档机构跟踪评估。

④ 离合机构跟踪评估。

⑤ 巡航性能评估。

⑥ 降矩性能评估。

⑦ 升矩性能评估。

⑧ 换档冲击评估。

⑨ 分离离合器时间评估。

⑩ 摘档时间评估。

⑪ 选档时间评估。

⑫ 同步时间评估。

⑬ 挂档时间评估。

⑭ 分离离合器时间评估。

⑮ KD 性能评估。

⑯ 百公里加速评估。

⑰ 循环换档评估。

⑱ 防熄火评估。

⑲ 起步时间评估。

⑳ 起步倒溜评估。

㉑ 起步抖动评估。

㉒ 发动机转速控制跟踪评估。

㉓ 发动机转矩控制跟踪评估。

㉔ 换档损耗评估。

19.3 AMT 性能评估的策略

在评估 AMT 性能时，如能通过 TCU 自身采集的数据来评估，那是最方便的。这对 AMT 系统开发、标定很有帮助。当然，作为第三者的评估，就必须有独立的数据采集系统以保证得到更可靠的数据。必要时还需外接传感器，车身纵向加速度和上下加速度的检测对换档舒适性的公平评估很有必要。噪声传感器、电耗传感器、油耗传感器等也是很有用的综合衡量 AMT 性能的工具。

换档冲击的评估可分为降矩分离离合器和升矩接合离合器两个部分来完成：

1）升档降矩分离离合器时要保证发动机转速不飙升，也不允许发动机转速被拖低（点头感强烈），降档时允许发动机转速上升以帮助同步。

2）升矩接合离合器不允许输出轴转速突变或振荡。

换档速度可以从换档的 6 个过程来分别分析：降矩分离离合器、摘档、选档、同步、挂档和升矩接合离合器。

换档冲击可以用换档时车速的变化率的导数来衡量。这就是第 4 章中介绍的冲击度。冲击度越小，换档就越平顺。但是这个冲击度是车身纵向的冲击度，不包括车身上下的冲击度。换档时车头上下波动造成车身纵摇（Pitch）是人感觉很不舒服的重要因素之一。但是一般车上没有这个信号来源，如没有附加设备就不好直接评估。

起步响应速度是指静止的车辆在平直水泥路面上从松开制动踏板到车辆开始移动所需的时间。

平路起步平顺性可用车辆在平路的起步过程中，离合器从动盘的转速（输入轴转速）从零升至发动机转速过程中加速度的变化率来衡量。加速度恒定应为最佳，加速度有正负变化就说明平顺性较差。

坡道起步平顺性可以按车辆在不同坡度的起步过程中，以起步前进时倒溜的长度和延时前进的时间长短来评估。倒退上坡情况也与此类似。在没有应用辨别方向的转速器之前，难以自动探测倒溜的距离。

评估蠕动平顺性较简单，只要检测输出轴的加速度就可以了。

加速可控性是指在动力模式下的加速性能，其中包括 0→100km/h 的加速时间、自动巡航的最大转矩点等，还有 KD 的响应时间。

防熄火是必须的，除非车祸或发动机系统出故障，否则发动机不应该出现意外熄火问题。

上述各项在性能评估里的比重多少会因人而异，因车而异。这是最具争议的一个话题。可根据客户的需求对各项性能的重要性进行排序。

19.4 AMT 的效率

和手动变速器相比，AMT 的实际油耗率比手动变速器还要低。比手动变速器还省油的原因是在实际运行中，手动变速器车辆的驾驶人大部分不能准确确定发动机的最佳油耗区并准确控制发动机运行在该区域。更有甚者，

出于省劲儿或过于疲劳的原因，驾驶人常常通过跳档来减少换档的次数。比如公交车驾驶员常常 2 档起步，待速度上升后，就直接挂 4 档，跟着挂 6 档。降档的情况也类似。这样一个 6 档变速器，实际上被当作一个 3 档变速器来使用，可见发动机实际常常不在最佳油耗区工作，所以实际的油耗率和按国家标准测试的结果相差很大，因为在标准工况测试中，运行档位是规定好的，驾驶人不允许改变规定的档位。这和实际驾驶中的情况大不相同。

如果和一个驾驶习惯很好的手动变速器驾驶人相比，AMT 会略为逊色，因为优秀的手动变速器的驾驶人能够找到和 AMT 一样的最佳换档点，而且他用自己的肌肉能量来换档。AMT 系统的 TCU 一直要耗电，还有 AMT 也必须动用一定的能量去执行换档。虽然每一次换档所需的能量是很低的，但毕竟要消耗能量。每次换档时 AMT 执行机构消耗的能量可从换档时电动机电流的大小计算。机构的瞬间能耗为电压和电流的乘积。在发动机运行充电时，可按电池电压为 14V 计算。但是 AMT 执行机构上的电动机两端电压并不和电池电压一致，而是经过 PWM 调制以后的脉动电压，电流也是脉动的。脉动的强度和电路中的电阻和电感有关，还和 PWM 的频率和占空比有关。对于纯电阻负载电路，电压波形完全是随 PWM 的占空比变化而变化的矩形波。对于大电感负载，那将是有正有负也有零的电压波形，具体情况要看占空比的大小，以及续流电路、电动机转速导致的反电势等。流过电动机的电流波形也根据负载的不同而不同。对于纯电阻负载，电流波形和 PWM 电压波形一致，而对于大电感电路，电流可能没有交流分量而是平滑的直流。在实际 AMT 系统中，执行机构的电动机电流通常也是脉动的，并且不和电压波形保持一致。因为 TCU 一般不测量电动机两端的电压，而只测量电流，而且电流信号也是经过硬件滤波和软件滤波的，所以对从电压、电流来精确计算电动机所消耗的电功率存在一定的困难。不过，当 PWM 的频率比较高和感抗比较大时，尤其是占空比比较大时，电感的续流作用很强，电流可被近似地看成是连续的直流，这时可简单地用电池电压乘以所测量到的电流信号来计算 AMT 电动机消耗的电功率。

图 19-1 为某 AMT 系统在低温测试中实际静态换档时选档电动机和挂档电动机的能量消耗计算结果。图 19-2 为电流放大图。图中换档状态 2 表示摘档，3 表示选档，4 表示同步，5 表示挂档。

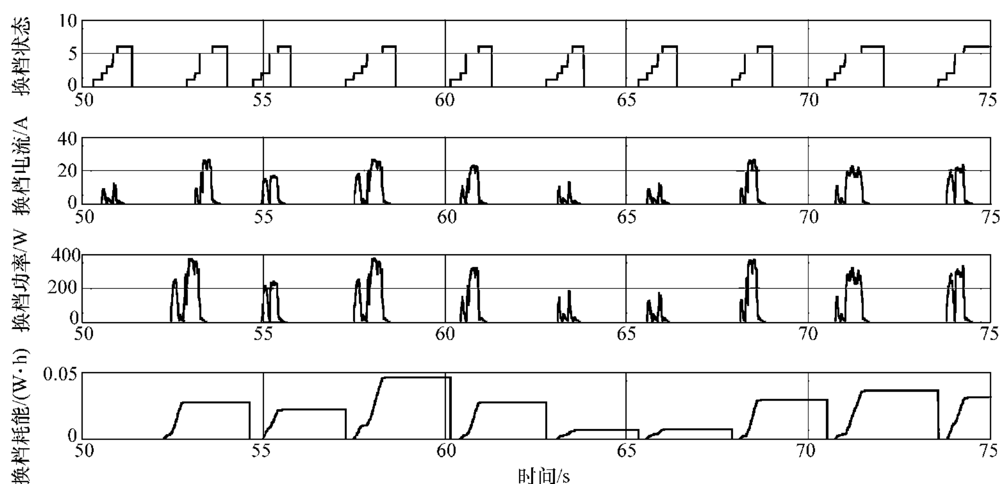


图 19-1　低温下换档电耗

① 从图 19-1 中可以看出每次换档时的能量损耗并不一致，原因之一是图中所换档位不同。利用这个信息可以评估每次换档的顺畅程度。

② 在图 19-1 中，换档时选换档两个电动机的瞬时最大功率约为 350W，总能耗最大约为 0.05kW · h。

③ 摘档的能量损耗较小，选档的能量消耗最小，主要是挂档能量消耗大。这个可从下面的放大图看出。此次换档中，同步时间很短，仅为主程序一个运行循环的时间，因为是同拨叉换档，所以无须选档。

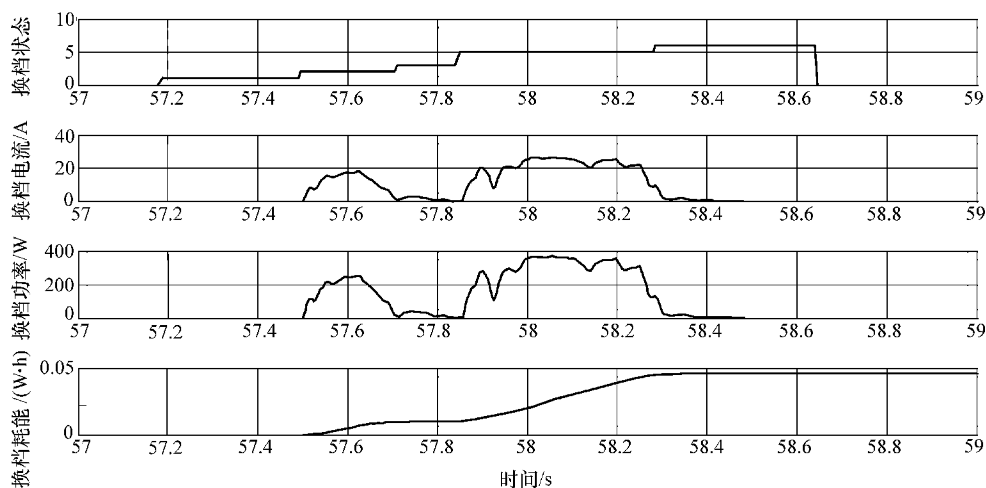


图 19-2　低温下换档电流放大图

对于换档时离合器的能耗，也可以用同样方法计算。图 19-1 中所示的换档测试时所对应的离合器电动机电能消耗的曲线如图 19-3 所示。

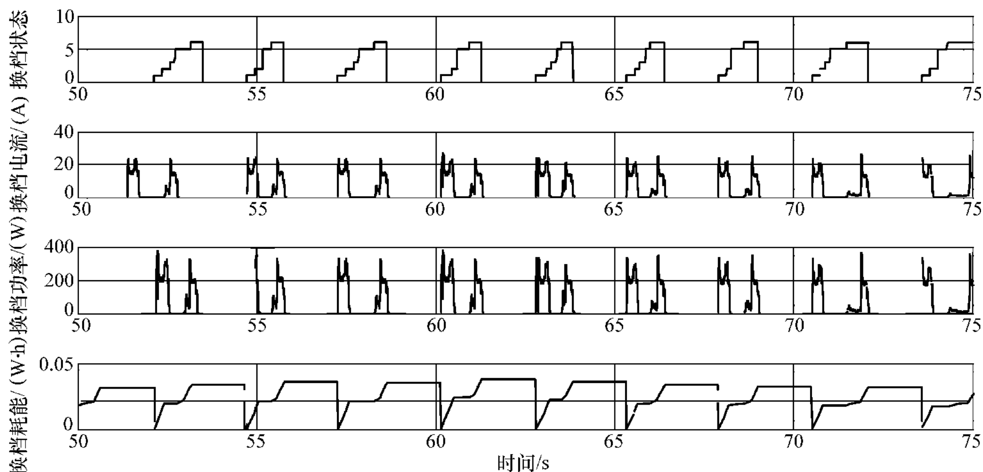


图 19-3　低温下换档时离合器电动机电流

从图 19-3 可以看出，每次换档离合器执行机构的能量消耗大小比较接近，没有选/换档两个电动机变化那么大。从图中还可以看出，此实验中，分离离合器的电能消耗略大于接合离合器所消耗的电能，原因是接合离合器时有压盘弹簧力的帮助。每次换档离合器消耗的能量约为 0. 04kW · h。

如将每次换档时选挂档电动机消耗的电能和离合器电动机消耗的电能相加，就得到每次换档 AMT 换档执行机构所需的能耗，如图 19-4 所示。

从图 19-4 可以看出，选档、挂档、离合器三个执行机构在每次换档过程中的电能消耗为 0. 04 ~0. 08kW · h。

对于原来没有电子节气门的系统来讲，AMT 增加了节气门拉索机构，在发动机起动之后，只要发动机一离开怠速状态，这个机构就要消耗一定的能量，节气门越大，消耗的能量相应越大，但是平均耗电功率为 10W 上下。这比选换档电动机和离合器电动机所耗的电多。如果发动机配的就是电子节气门，那么 AMT 就不需增加这个能耗。原装电子节气门的耗能大小也差不多。

AMT 系统增加了 TCU 和传感器，有些传感器，如 VR 传感器不耗电，

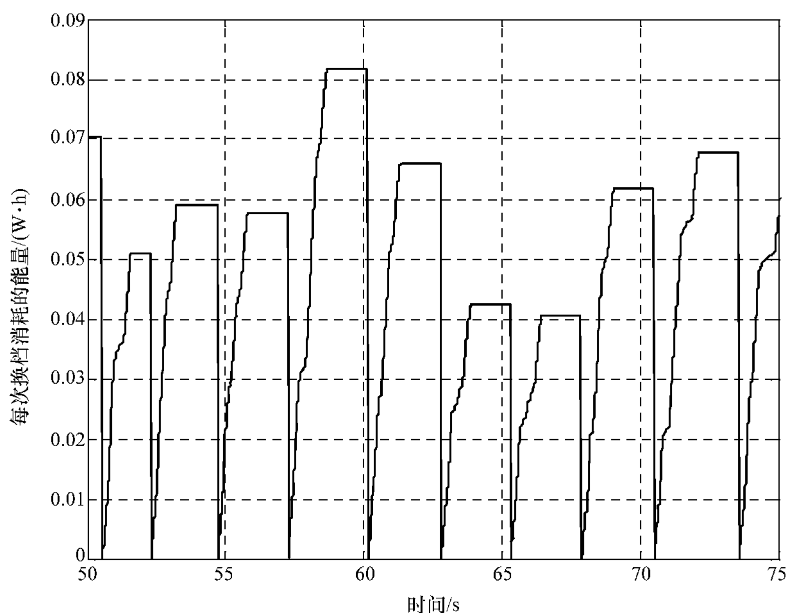


图 19-4　低温下换档能量损失

但有源位置传感器需要消耗一定的电量。TCU 和这些传感器的耗电量是持续的，一般总共耗电约为 0.5W。

另外，AMT 比 MT 重，会增加整车的总重量，从而使油耗增加，因为车辆轮胎路面摩擦力的大小和重量成正比。但是，每辆车的 AMT 机构所增加的重量很小，小轿车增加重量约为 5kg，占整车重量的 0.5% 左右。公交车所占比例更小。再有，车辆的行驶阻力除路面阻力外，还有风阻，而风阻的大小和车速的平方成正比，所以低速时 AMT 机构所增加的重量对油耗的影响比例会比高速时的比例大些，但因为增加重量的比例很小，所以增加的油耗也很低，在高速时，所占的比例就更小了，平均应该低于 0.1% 。

由上述可知，相对于 MT 系统来讲，AMT 系统在执行机构耗电、节气门拉索机构耗电、TCU 和传感器耗电、AMT 机构增加车辆重量这四个方面会增加车辆的油耗率。其中有些电耗和换档次数有关，有些和车速有关。为便于比较，可以按国家标准测试工况来计算和比较。其总耗能是非常少的。

要减少 AMT 系统的额外能耗，应减轻机械机构的重量、降低换档机构的换档力从而降低换档电流，应该使用离合器储能助力降低离合器的执行外

力需求，还要降低 TCU 和传感器对电源能量的需求。

19.5 AMT 可靠性评估

目前，AMT 最重要的性能是可靠性。尽管各驾驶人对车辆功能和性能的需求不一样，路上既有豪华车，也有普通小轿车，但是无论是什么车的车主，都会为车子在路途中抛锚或失控而懊恼。所以 AMT 的可靠性是第一位的。可靠行驶是每一辆车的基本需求，不可靠的车换档再平顺也不会受人们欢迎。但是，我们车辆的可靠性只能靠时间来检验。实验室的耐久性测试是必不可少的。当实验室的耐久性测试结果较好时，也不能掉以轻心，因为这不能说明 AMT 在路上同样可靠。

AMT 的防水性能、防腐性能、防老化性能都是衡量 AMT 系统性能的重要方面。

AMT 虽然经过了多年的发展，但还在成长中，还在不断完善的过程中。

19.6 问题思考

① 人们对驾驶品质的着重点是哪些？

② 哪些仪器设备用来量化人们的需求和检查实际结果？

③ 如何自动评价 AMT 换档时的噪声？

④ 如何进一步提高 AMT 的性能？

第20章 如何打造理想的AMT

AMT 不完美的地方是换档有动力中断。除非像 DCT 一样增加什么装置，否则它总是要先将牵引转矩降为零，然后从零恢复转矩到理想值。这一降一升就造成了困扰。所以它的换档平顺性不能和 AT 或 CVT 相比。但是，我们要理性地评价 AMT，综合各方面性能，如节油、低排放、低成本等来评价，才是合理的。

面对 AMT 本身的固有特性，如何来打造一款理想的 AMT 车？

20.1　理想的 AMT

一个理想的 AMT 显然能够

① 在传递效率方面和目前效率最高的 MT 一致或更好。

② 在驾驶平顺性方面可以和 AT 媲美。

③ 在价格方面处于 MT 和 AT 之间。

④ 在可靠性和耐久性方面，和目前最优秀的 MT 一致或更好。

就目前发展来讲，AMT 已经满足上述的第一点和第三点，但要实现第二点和第四点还需要做很多努力。

本书绝大部分是讲述如何控制 AMT。从能控制 AMT 到控制好 AMT 还有一个过程。在第 19 章中已经讲述了如何评价 AMT 的性能。如何提高这些性能要从多方面入手。要用好的控制方法，尽量避开和克服 AMT 动力中断换档这个缺点所带来的影响。另外一个不争的事实是，除了好的 AMT 系统之外，还要有好的车辆和好的手动变速器本体，才能真正打造出一辆好的 AMT 车。

20.2　配置 AMT 的车辆

由于 AMT 是有动力中断换档，除非增加一点什么装置，否则再好的

AMT控制器也不能消除这个动力中断问题。解决的方法是尽量缩短动力中断时间和配置对动力中断反应最不明显的车辆。什么样的车辆对动力中断反应最不明显呢？应该是最不容易造成车身纵摇的车辆、动力链最不容易振荡的车辆。

车身纵摇的程度可以通过驾驶方式的变化快速发现。对于急加速和急减速时车身仰头和点头很厉害的车，AMT就不适用。急加速和急减速时，输入轴转速和（或）输出轴转速振荡的也不适用。因为对于这两种车，要实现平顺换档就必须将换档时降矩的速率和恢复转矩的速率放得很慢才行，否则就有俯仰和振荡。一旦将速率放慢，就会导致等效动力中断时间延长，这就会突出AMT的致命弱点。

20.3 用于AMT的理想MT

如果是将现有车辆上的手动变速器改造成AMT，那么工程师就没有任何选择，只能使用已有的普通手动变速器+AMT执行机构。当专为AMT开发手动变速器时，就有必要考虑AMT的特殊需要。集成式的AMT应是首选，这可降低成本，缩小体积，减轻重量，增加可靠性。

① 最理想的AMT本体变速器应该换档顺畅、耐久、高效。AMT的换档次数一般比MT更频繁。动力中断时间是由摘档、选档、同步、挂档四部分组成。为了缩短动力中断时间，就要缩短各个步骤的时间，要使其远远少于手动换档的时间，因此除了对增加的AMT的执行机构有高要求外，对手动变速器本体内换档机构的机械强度和耐磨性就必须也有更高的要求，否则就不能满足AMT的特殊需求，容易造成损坏。

② 为了缩短动力中断时间，最好不要机械选档。最好是从当前档一摘档就可以立即挂到目标档，这就节省了选档时间。双转毂的AMT就能实现这一点。它的两个毂分别控制不同拨叉的位置，这和DCT分别控制两个离合器的原理相类似。也可以一个拨叉由一个挂档驱动机构来驱动。如一个4档变速器只有2个拨叉，只需要2个驱动机构就可以控制换档而无须机械选档装置。使用的电动机数量和选档加挂档所需的情况一样。另外，可将选档

行程加大，即拉开各档位之间的距离，降低对 AMT 控制系统选档的准确性要求，防止挂档失败。

③ 降低换档力，减少电动机功率要求。换档力的大小取决于同步力和滑齿套挤入力的大小。减少输入轴的等效转动惯量可以缩小对同步力的需求。滑齿套挤入力的大小和输入轴惯量也有关系，但和齿的压力角、定位弹珠力的大小有更大关系。原有的很多定位弹珠主要用于防脱档和增加手感，对于 AMT 来说用处不大，可以去掉或减少，因此会减少选档和挂档阻力。

④ 提高同步器热耗允许范围，加速同步过程，缩短同步时间。

⑤ 带有挂档自锁机构避免脱档。

⑥ 带有输入轴转速传感器。

⑦ 各档间的传动比差最佳。

⑧ 有较宽的离合器滑摩区，线性的离合器转矩传递曲线，有较小的离合器分离力，即高效的离合器分离机构。

20.4　最佳速比

① 传统手动变速器各档之间的传动比落差较大，表 20-1 为某 5 档变速器的速比：

1 档	2 档	3 档	4 档	5 档	倒档（R 位）
3.4141	1.8906	1.2813	0.9141	0.7578	3.8203

五前进位间的传动比变化为：$-1.5234 \rightarrow -0.6094 \rightarrow -0.3672 \rightarrow -0.1563$

其中 1 档到 2 档的落差竟达到 1.5 以上。换档时，如车速基本不变，则变速器输出轴转速也基本不变，要满足不同档位的不同传动比下都能实现同步，只有要求输入轴快速改变转速来实现。如在输出轴转速为 x 的情况下，AMT 要从 1 档换到 2 档，输入轴的转速必须从 $3.4141x$ 下降到 $1.8906x$，即输入轴速降为 $1.5234x$。在 4 档升到 5 档的过程中，输入轴速降仅为 $0.1563x$。由于传动比差接近 10 倍，只有当换档时的车速 x 相差 10 倍时才

能满足输入轴减速相同的条件，例如：在 10km/h 从 1 档换到 2 档，那么要在 100km/h 的情况下从 4 档换到 5 档才能得到接近的换档速差，这显然不合适。换档时速差大是造成低档换档冲击的原因之一。要使各级换档时的速差一致，必须使换档点满足如下要求：传动比差和换档点之车速之积为常数，即

$$m_1 x_1 = m_2 x_2 = m_3 x_3 = m_4 x_4$$

式中，m_i为相邻档位的速比差；x_i是对应档位换档点的输出轴转速。其中 i 为档位数，$i = 1$，2，3，4。

通过正确选择换档点就可以实现换档时相同的速差调整。同样也可反过来，根据换档点的需求修改变速器各档传动比。但是换档点不只是取决于车速，还要考虑发动机效率和其他很多因素，换档点不是固定的。所以要求所有档位都有相同的速差是不合适的，只能兼顾大多数情况而已。

② 1 档传动比越大，离合器完全接合行驶时的最低车速就会越低，越能满足爬坡的低速要求又不滑摩。在车速低于该速度时，离合器必须处于滑摩状态。如长期在滑摩状态下工作，那么离合器磨损、发热会比较严重。如果离合器接合时的最低车速较高，为保证离合器不处于滑摩状态，那么蠕动速度必须高，这样会造成一定的危险。

离合器接合状态下车辆的最低车速取决于动力链传动比和发动机的最低稳定转速。发动机的最低稳定转速通常就是怠速。动力链传动比包括轮胎直径、主减速比、变速器 1 档传动比三个参数：

$$V = \text{怠速}/1\ \text{档传动比}/\text{主传动比} \times 2\Pi r$$

式中，r 为轮胎滚动半径。当 1 档传动比进一步提高时，V 可以更低，即在车速很低时，也可全部接合离合器，那么离合器处于滑摩状态的机会就会更少，这更适合中国市区堵车时的驾驶需要。

从上面可以看出，上述①中的需求和②中的需求有点相悖，这就要求综合考虑。

20.5 输入轴惯量

正如前面章节中所讨论的，在升档时，变速器的输入轴必须减速。输入

轴上除了连有离合器摩擦片外，还连有几个齿轮。这些摩擦片和齿轮的质量、半径和轴本身的质量和半径决定了输入轴的等效惯量。惯量越大，减速越慢，除了摩擦力帮助减速外，只能依靠同步器了。在降档时输入轴必须提速以便同步。对于传统车辆，输入轴的提速完全依赖于同步器来克服输入轴的等效惯量，并且还要克服摩擦力，这比升档时的任务更艰巨。如果输入轴的等效惯量小，那么输入轴增速快，同步时间也就短。同步时间短，那么动力中断的时间也相应缩短。所以这不仅仅是延长了同步器的使用寿命，还提高了 AMT 的性能。

20.6　换档力

前面提到，换档力的大小决定了 AMT 执行机构的力量需求。换档力越大，AMT 执行机构的强度和功率也越大。而一台变速器换档力的大小又取决于限位弹珠弹力的大小、同步后相位差的大小、输入轴等效惯量、摩擦阻力等。换档力越大，在同等情况下电动机的功率就越大，消耗的功率要增加。电动机增大、机械机构增大，AMT 的重量也就增大，车辆的油耗也随之增大，因此小的换档力是有利的。

20.7　离合执行机构及其效率

AMT 执行机构驱动电动机的输入瞬时电功率为

$$p = ui$$

总能耗为

$$W = \int p \mathrm{d}t$$

图 20-1 为离合器执行机构在效率测试台上测试的数据。该测试台上离合器执行机构所驱动的不是真正的离合器，而是模拟离合器分离力的线性弹簧装置。

先看执行机构的输入能量，为电压和电流的乘积。

能量损耗的大小表明了在分离离合器和接合离合器时，包括电动机在内

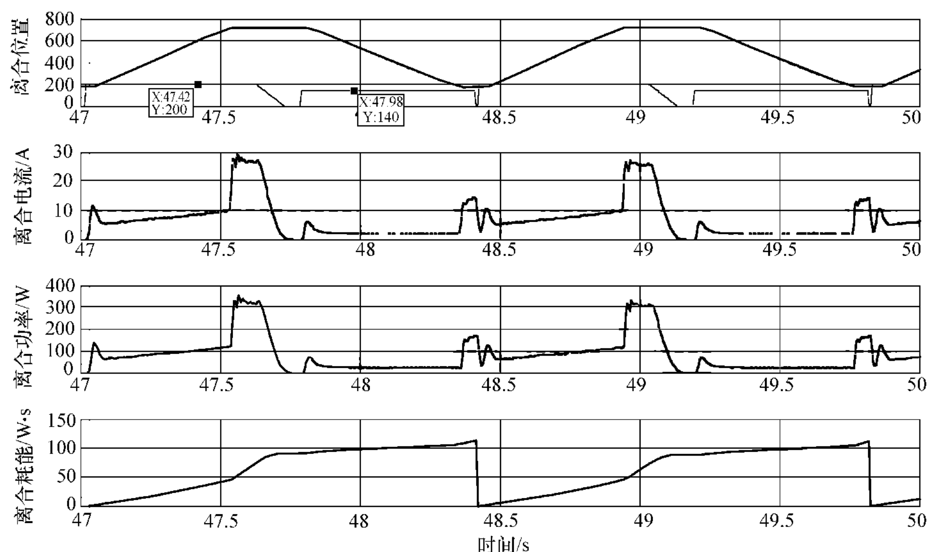


图 20-1　离合器打开时的能量损耗

的离合执行机构和离合器本身所需的总能量。所需能量越大，电动机的负荷越重。

离合执行机构作用到变速器分离拨叉的力和运动速度决定了离合器执行机构的输出能量。对于离合机构效率测试台来说，由于是用弹簧取代负载，那么作用到弹簧上的力就等于弹簧力加上摩擦力。如果忽略摩擦力，那么推力为位移的函数：

$$F(t) = k_0 + kl(t)$$

式中，k_0是离合机构装上效率测试台并处于全接合后的静止状态下用于取代压盘弹簧的预紧压力；k 为所用弹簧的弹性系数，可假设为常数，k 可以通过实验获得；l 为弹簧位移距离。那么机构输出的机械功率为 Fv。其中 v 为运动速度，这可从位移求导得出。

对于真实的离合器，分离离合器所需的力是变化的非线性曲线。变速器直径越大，一般所需的最大分离力也越大。

知道离合执行机构的输入电功率和输出机械功率，则其瞬间效率和平均效率就可以计算出来，为

$$\eta(t) = 输出功率(t)/输入功率(t)$$

这个效率的高低是衡量机构设计好坏、加工/装配好坏的一个重要指标。比较它们的大小就可评判机构的健康程度，而不只是简单地决定“通过”或“不通过”。

配手动变速器的离合器的分离曲线是根据驾驶人的驾驶需求而设计的，但对于 AMT 来说，离合器的分离与接合不是靠人操作而是靠执行机构，所以原先的分离曲线不是很适合 AMT。

AMT 所需的离合器分离曲线应该是线性为好，分离中的滑摩区距离宽一点为好。这有助于离合器的控制。

AMT 其他执行机构的效率分析与此类似。

20.8　发动机

前面多次提到，AMT 的性能在很大程度上体现起步性能和换档性能。在对于传统动力的 AMT 来说，无论是起步还是换档，这期间对发动机的转矩及转速控制很重要。一个不听使唤的发动机不可能配合好 AMT 的起步和换档。前面也提到 AMT 对发动机控制器的一些基本要求，除了通常要求发动机高效、低排放、低噪声、耐久等大众已知的需求外，这里可再简单地陈述一下 AMT 的特殊要求：

① 怠速稳定性好，能承受发动机负载的波动。

② 怠速速度可调。

③ 低速性能好，不容易熄火。

④ 转矩响应快，精确跟踪 AMT 转矩请求。

⑤ 转速响应快，精确跟踪 AMT 转速请求。

⑥ 能控制无负载快速速降。

⑦ 发动机固定得很好，在突加转矩和突减转矩时不晃动。

20.9　AMT 的前景

虽然 AMT 是动力中断换档，它有不可完全消除的动力波动的影响。但

是这不能定义为 AMT 先天不足，这只是它的一个薄弱面。每一种变速器都有它的薄弱面，就像将诺贝尔得主们集中在一起进行比较一样。各有所长，也各有所短。AMT 有多方面的优势，高效和低成本是其他变速器所难以达到的，只是它的换档平顺性和可靠性较差。只要在车辆本身、发动机和手动变速器本体上都提升，AMT 的换档性能也能大大提升。目前，AMT 所配置的乘用车大多为非高级的车辆，AT 多配置在高级一点的乘用车上，它们在本体上就有很大差别，因此要 AMT 车有比 AT 车更好的驾驶性能就有失公平。随着车辆、发动机和变速器本体性能的提高，AMT 换档的平顺性应该能够进入很多驾驶人所能接受的范围之内。境由心造，AMT 的动力中断也可提醒驾驶人：本该他完成的换档工作已由 TCU 自动完成了。每换一次档就记载着一次成功。每一次中断后面紧跟的是一次新的加速。就像健康人的脉博一样，心脏的每次博动都应该是值得庆贺和享受的一刻！

目前较为突出的是可靠性问题。由于片面追求换档快速性和降低成本，AMT 的机械机构容易出现磨损和出故障，传感器和驱动电动机的可靠性也有待提高。但是随着 AMT 的应用日益广泛，实际生产成本在不断下降，所选用零部件的质量也在提高，无刷电动机的应用也在普及，控制策略的灵活性和逐步优化加上机械机构设计的优化，使得 AMT 整体的可靠性和耐久性在不断提高。

只要换档平顺性稍作改善和可靠性能得到保证，AMT 应该会成为中低档乘用车和大型商用车变速器的主力军之一。这个日子应该不会太遥远。

20.10　AMT 的驾驶技巧

前面介绍了 AMT 控制系统的基本知识，概括了目前 AMT 系统的优点和缺点，也简述了 AMT 的发展方向。但是作为配备有 AMT 车辆的驾驶人，该如何应用这些知识更好地使用 AMT 系统也是挺有实用价值的。驾驶人用得好就可以更好地发挥 AMT 的优势，避免 AMT 的劣势，从而更好地享受 AMT。

AMT 和 MT 不一样，和 AT 也不一样，所以在驾驶 AMT 车时要特别注

意 AMT 的特殊性。

1. 驻车

一般来说，AMT 是基于 MT 改造的系统，是不带 P 档的，这和 AT 系统不同。所以停车时，请一定拉起驻车制动手柄，否则会导致汽车自行溜车，是很危险的。

2. 平路起步

当发动机已起动、变速杆已放置在前进档或后退档且路况安全时，驾驶人可以慢松制动踏板。当制动踏板完全松开后，车辆就会慢慢自动起步。如需要快速起步，驾驶人可适当踩下加速踏板起步。对于开关式制动踏板位置传感器，只要不完全松开制动踏板，车辆就不会自动起步。

3. 上坡起步

对于小坡度路面，可采用与平路起步类似的方法起步，因为带自动起步的 AMT 有辅助上坡起步功能。但对于大坡度起步，为防止车辆倒溜，应在右脚松开制动踏板前拉起驻车制动手柄，然后右脚全松制动踏板后适度踩加速踏板，直到车辆开始有前行趋势时再慢慢松开驻车制动手柄起步。在陡坡路面上，AT 系统也会发生倒溜。

4. 上坡行驶

对于大坡度路面，驾驶人可通过手动换档模式选择合适的低档位行驶。在使用自动换档模式时，AMT 会推迟升档，从而使车辆有足够的动力爬坡，此时发动机转速会比平常高，噪声会比较大，因此上坡时应尽量少换档。

5. 下坡行驶

在大坡度路面上，驾驶人可通过手动换档模式选择合适的低档档位低速行驶。在使用自动档时，AMT 应推迟升档，从而使发动机协助车辆制动。下坡使用高档或空档滑行虽省油，但这是非常危险的！所以，AMT 不响应驾驶人在高速情况下挂空档的请求是对的。

6. 手自一体

对于喜欢自己操纵换档的驾驶人，一般可以通过手动/自动选择按钮选择喜欢的驾驶模式。但是即使在手动模式下，如果发动机速度太低，AMT 也会拒绝升档请求，甚至会自动降档以避免发动机熄火。同样，当发动机速

度很高时会不允许降档，甚至会自动升档以保护发动机。

7. 急加速

在需急加速时可将加速踏板踏到底，这时 AMT 有可能会自动降档以达到最大的加速度（KD），此时发动机的转速会比较高，甚至超过 6000r/min，这是正常的。此时油耗也比较高，发动机噪声较大，所以不建议驾驶人常常进入 KD 模式。

8. 超车

要记住 AMT 是有动力中断换档，为了防止需要加速时却进入换档环节失去动力而造成加速延误，驾驶人可选用手动换档模式并换好合适的档位后再进行超车行驶。

9. 蠕动

为了避免离合器片发热和过快磨损，尽量避免使用低速蠕动功能。

10. 停车等待

和 AT 系统一样，为了提高效率，在车辆需要较长时间静止时，最好踩住制动踏板并将换挡杆挂到空档。

在 D 档或 R 档怠速停车状态下，松开制动踏板而靠驻车制动手柄来保持车辆不动，会导致离合器严重磨损和发热，这是非常错误和危险的。

11. 动力模式（PWR）

喜欢开跑车的驾驶人可以选用动力模式。在动力模式下，车辆加速性能较好，发动机常工作在高速区，油耗较高，发动机噪声较大，换档冲击也较大。

12. Tipin 和 Tipout

为了减少油耗，减少机械磨损，延长车辆的使用寿命，充分发挥 AMT 的优点，驾驶人要尽可能避免急加速、急减速和循环加速、减速。在交通状况允许的情况下，恒速运行是最舒适、最经济的运行模式。

当车辆运行在低档位时，受车辆动力链机械结构和悬架的影响，在急踩加速踏板（Tipin）和急松加速踏板（Tipout）时，车辆常会出现令人不舒适的晃动，这不是 AMT 造成的。除了起步和换档，在其他时间 AMT 基本不起作用。尤其在一档运行时，要尽量避免 Tipin 和 Tipout 的操作。

13. 经济、环保

如果你是 AMT 车的车主，在你享受自动档乐趣的同时，还节省了燃油钱，重要的是，它比同类型的车排放性好，减少了对环境的污染。

20.11　问题思考

① 与 MT 相比，AMT 在哪些方面对变速器本体降低了要求，在哪些方面提高了要求？

② 集成式 AMT 有哪些优点和缺点？

③ 为什么换档时速差大的情况下易造成冲击？

参 考 文 献

[1] John B Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals [M]. New York：McCraw – Hill, Inc. 1988.

[2] Thomas D Gillespie. Fundamentals of Vehicle Dynamics [M]. Warrendale：SAE, 1992.

[3] James A Cadzow. Foundations of Digital Signal Processing and Data Analysis. New York：Macmillan Publishing Company，1987.

[4] Uwe Kiencke，Lars Nielsen. Automotive Control Systems. New York：Springer/SAE, 2000.

[5] William L Brogan. Modern Control Theory [M]. Englewood Cliffs：Prentice – Hall Inc/Quantum Publishers Inc, 1982.

[6] Benjamin C Kuo. Automatic Control Systems [M]. Englewood Cliffs：Prentice – Hall Inc，1982.

[7] 葛安林．车辆自动变速理论与设计［M］．北京：机械工业出版社，1993.

[8] 葛安林，李焕松，武文治，等．动态三参数最佳换档规律的研究［J］．汽车工程，1992（04）：239 – 247.

[9] 雷雨龙，李永军，葛安林．机械式自动变速器起步过程控制［J］．机械工程学报，2000，36（5）：69 – 71.

[10] 王庆龙．交流电动机矢量控制系统滑模变结构控制策略研究［D］．合肥：合肥工业大学，2007.

[11] 王丽芳．自动变速器换档规律确定方法的研究［J］．汽车技术，1998（6）：7 – 9.

[12] Ling Ling，Fei Wang，Yubo Xiao. Experimental Investigation of the Cryogenic Properties of Automatic Mechanical Transmissions [C]. Proc IProc IMechE Part D，J Automobile Engineering，1 – 9，IMechE 2015.

[13] Gene F Franklin，J David Powell，Michael L Workman. Digital Control of Dynamic Systems [M]. New York：Addison – Wesley Publishing Company，1994.

AMT CONTROL TECHNOLOGY

理论+实践+权威 经典之作

- 信息中心
- 驾驶控制
- 学习和自保护
- 辅助设计
- 档位决策和控制
- 起步和蠕动控制
- 故障自诊断和处理
- 开发工具
- 离合器和发动机控制
- 坡道辅助起步控制
- 附加控制
- 性能评估
- 新能源车AMT
- 电动机控制
- 软件设计
- 打造理想AMT

刘贻樟博士在美国从事汽车电子控制工作多年。2008年回国后，他带领广东戈兰玛汽车系统有限公司致力于AMT控制、AT控制、EV动力总成控制、HEV动力总成控制等方面的研发和制造工作，成功地为十多家整车厂配置了多种产品。

本书是刘贻樟博士多年工作实践和经验的结晶，它从AMT控制的根本、实质入手，阐述了AMT控制所面临的现实问题和解决方案。虽然AMT控制技术发展迅速，控制方法多样，各有所长，本书不能一一涵盖，但是本书如果能让用者知其物、让学者有所知、让工程人员有所悟、让研究者知方向，就具有了其价值，这也正是刘贻樟博士创作本书的目的所在。

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037
电话服务
社服务中心：010-88361066
销售一部：010-68326294
销售二部：010-88379649
读者购书热线：010-88379203
网络服务
教材网：http://www.cmpedu.com
机工官网：http://www.cmpbook.com
机工官博：http://weibo.com/cmp1952
封面无防伪标均为盗版


机械工业出版社


机工汽车


汽车极客

上架指导 交通运输／汽车技术
ISBN 978-7-111-54221-6
策划编辑◎何士娟 封面设计◎MXK DESIGN STUDIO Q:1765628429



定价：128.00元